

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Manipulátor pro výrobu van

Manipulator for a Production of Baths

Student:

Bc. Jan Lindovský

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Lindovský**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Manipulátor pro výrobu van
Manipulator for a Production of Baths**

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh manipulátoru van pro maximální hmotnost vany 450 kg. Manipulátor musí být vybaven aretační polohou vany a umožňovat otáčení vany o 180 stupňů a nastavení výšky polohy vany do 2 [m]. Uvažujte obsluhu 1 pracovníkem. Vypracujte sestavný výkres a dílenské výkresy 2 určených součástí.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL. *Části strojů I a II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
DEJL Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Montanex a.s., Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
BRÁT V., ROSENBERG J., JÁČ V.: *Kinematika*. SNTL/ALFA, Praha, 1987.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
SKAŘUPA, J. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2007. 260 s. ISBN 978-80-248-1522-0.
BURKOVIČ, J. *Navrhování RTP*. Ostrava: VŠB TUO, 2002. 112 s. ISBN 80-248-0217-1

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....
podpis studenta

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Lindovský

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Osvobození 55, Čavisov, 747 64

Poděkování

Velmi rád bych poděkoval panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za jeho odborné vedení mé diplomové práce, cenné rady, postřehy, ochotu a trpělivost.

A v neposlední řadě děkuji všem vyučujícím za dobu mého studia zabývajícím se strojírenstvím, jak z VŠB-TUO, tak také z SPŠ Ostrava-Vítkovice.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LINDOVSKÝ, J. *Manipulátor pro výrobu van: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 45 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru sloužícího k usnadnění výroby vířivých van. Výsledkem zdárného návrhu se výrazně zkrátí výrobní čas a vyřeší se velký problém s ergonomií výroby a montáže. Na začátku práce je základní rozbor problému a rozmyšlení, jak realizovat samotné zvedání. Pro vybrané řešení byly početně zkontrolovány vybrané hlavní součásti manipulátoru.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

LINDOVSKÝ, J. *Manipulator for a Production of Baths. Diploma thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering. Department of Machine Parts and Mechanisms. 2015, 45 s. Lead: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

This diploma thesis describes the design of the manipulator serving to facilitate the production of whirlpools. The result of a successful proposal to significantly shortens the production time and solves the big problem with the ergonomics of production and assembling. At the beginning thesis is description of the basic problem, analysis and reflection on how to implement the proper lifting. For selected solutions were constructed reviewed selected major components of the manipulator.

Seznam použitého označení, zkratek, termínů apod.

m [kg]provozní hmotnost lokomotivy
g [$m \cdot s^{-2}$]konstanta gravitačního zrychlení
i [—]převodový poměr mezi soukolími
η_{\uparrow} [—]účinnost pohybového šroubu - stoupání
η_{\downarrow} [—]účinnost pohybového šroubu - klesání
F_o [N]osová síla v pohybovém šroubu
F_{kr} [N]Kritická síla
Bkoeficient zátěže od krutu
λ [—]štíhlost prutu
λ_m [—]mezí štíhlost prutu
i_{mn} [mm]minimální kvadratický moment
J_{\min} [mm ³]průřezový modul pružnosti v krutu
r_h [m]poloměr použitého kola
p [MPa]skutečný tlak na stykové ploše dané součásti
p_D [MPa]dovolený tlak na stykové ploše dané součásti
S_i [m ²]průřezová plocha součásti
l [m]délka prutu
t [m]hloubka drážky pro pero těsné
r_1 [m]poloměr působení síly F_{o1}
d_1 [m]výpočtový průměr hřídele
τ_i [MPa]skutečné smykové napětí součásti
τ_{kD} [MPa]dovolené smykové napětí
W_k [mm ³]průřezový modul pružnosti v krutu
W_o [mm ³]průřezový modul pružnosti v ohybu
M_o [Nm]ohybový moment
π [—]Ludolfovo číslo
η_c [—]celková účinnost
η_s [—]účinnost šroubu
η_{oz} [—]účinnost ozubení
$\eta_{lož}$ [—]účinnost ložisek
η_{ved} [—] <i>odhadovaná</i> účinnost vedení
m_n [mm]normální modul ozubení
P_{real} [kW]reálný potřebný výkon
$F_{t1,2}$ [N]tečné síly na ozubení
$F_{r1,2}$ [N]radiální síly ozubení
$F_{a1,2}$ [N]axiální síly ozubení

F_N [N]normální síly ozubení
 F_R [N]radiální síly ozubení
 S_H [–]bezpečnost ozubení v dotyku
 S_F [–]bezpečnost ozubení v ohybu
 F_O [N]osová síla pohybového šroubu.
 φ' [°]třecí úhel závitu
 ψ [°]úhel stoupání závitu
 v_z [mm · s⁻¹]rychlost zdvihu
 M_{Tz} [N · m] ...třecí moment na závitu
 M_2 [N · m]moment přídatného zatížení
 n_s [min⁻¹]otáčky šroubu
 F_{ti} [N].....třecí síly působící na třecích průměrech
 F_{pz} [N]síla přídatného zatížení
 r_{pz} [mm]poloměr působení přídatného zatížení
 F_{tz} [N]třecí síla působící na třecím průměru závitu
 $\sigma_{red i}$ [MPa] ...redukované napětí součásti
 $\sigma_{ohř}$ [MPa]napětí v ohybu hřídele
 $\sigma_{Dhř}$ [MPa] ...napětí v tlaku hřídele
 $\sigma_{Dhř}$ [MPa] ...napětí v tlaku hřídele
 $S_{hř}$ [mm²]plocha průřezu hřídele
 S_a [mm²]plocha dotyku drážkovaného ozubení
 σ_{oD} [MPa]dovolené napětí v ohybu součásti
 $\sigma_{redš}$ [MPa] ...redukované napětí šroubu
 $\sigma_{Dš}$ [MPa]Tlakové napětí ve šroubu
 σ_{oi} [MPa]skutečné ohybové napětí součásti
 τ_{sd} [MPa]dovolené napětí pro smyk
 R_e [MPa]mez kluzu materiálu
 ks [–]bezpečnost

Obsah

1	Úvod	11
2	Základní požadavky na manipulátor	12
2.1	Typy van obsluhované manipulátorem	12
2.2	Zástavbové možnosti	13
2.3	Popis technologických operací výroby a montáže	13
2.4	Obsluha manipulátoru	14
2.5	Základní požadavky zadání (shrnutí).....	15
3	Možná technická řešení zvedání a přenos momentů pohonu	15
3.1	Hydraulické / pneumatické zvedáky	15
3.2	Mechanicky / Elektromechanicky	15
3.3	Možnosti propojení pohonu s pohybovým šroubem.....	16
4	Popis konstrukčního řešení manipulátoru.....	17
4.1	Konstrukce stojanu manipulátoru	18
4.2	Konstrukce základny	18
4.3	Popis sestavy matice	19
4.4	Aretování kužele proti otáčení	19
4.5	Volba uložení pojezdových kol v matici	21
4.6	Uložení pohybového šroubu ve stojanu manipulátoru	22
4.7	Propojení motoru s ozubenými koly	23
4.8	Kryty použité pro stojan manipulátoru	23
5	Návrh systému uchycení van	24
5.1	Základní rám vany.....	24
5.2	Úprava základního rámu	25

5.3	Systém uchycení vany	26
5.4	Uložení pojezdových kol v základním rámu stojanu	28
6	Návrh nosného šroubu	29
6.1	Stanovení potřebné osově síly ve šroubu	29
6.2	Předběžná kontrola šroubu	29
6.3	Kontrola zvoleného šroubu na vzpěr	29
6.4	Kontrola platnosti podmínky samosvornosti	31
6.5	Třecí moment na závitu	32
6.6	Účinnost šroubu	32
7	Návrh pohonu	33
7.1	Stanovení otáček šroubu a rychlost zvedání vany	33
7.2	Stanovení potřebného výkonu motoru	33
7.3	Volba motoru a převodovky	34
7.4	Návrh a kontrola ozubeného převodu	36
7.5	Rozbor sil v ozubení	38
7.6	Pevnostní kontrola pohybového šroubu	39
8	Pevnostní kontrola hřídele a statická kontrola ložiska	40
8.1	Kontrola hřídele	40
8.2	Výpočet smykového napětí z přidavného zatížení	41
8.3	Kontrola drážkování aretace na otlacení	42
8.4	Statická kontrola naklápěcího ložiska	42
9	Závěr	44

1 Úvod

Téma mé diplomové práce se týká manipulátoru, částečně připomínající zvedák pro autoopravárství. Toto téma vzešlo z akutní potřeby vyřešit dlouhodobě podceněnou a neřešenou otázku produktivnější výroby, ergonomie pracoviště a bezpečnosti práce. Výrobní ředitel firmy Caretta Technologies s.r.o., ve které jsem se vyskytl v rámci krátkodobé práce, mne oslovil s návrhem, abych zpracoval návrh zařízení, které vyřeší několik problémů a usnadní a zrychlí práci jeho zaměstnancům. Problém při výrobě vířivých van nastává, když do výrobních prostor firmy dodavatel z kooperace dodá skořepinu vany, která se musí následně připravit pro montáž obslužné technologie. Tato příprava doposud byla prováděna bez jakékoliv podpůrné technologie a veškerá manipulace byla realizovaná pomocí lidské síly. Pro namontování obslužných technologií a rozvodů pro tlakovou vodu a vzduch, bylo nutné skořepinu několikrát naklánět a dokonce přetáčet o 180°. Toto se realizovalo na betonové podlaze a vana při manipulaci byla podkládána různými molitany, starými matracemi a dalším nejrůznějším obalovým materiálem. Vznikalo vysoké riziko poškození skořepiny a následně riziko finanční ztráty. Ruční manipulace neodpovídala podmínkám bezpečnosti práce a kvótám pro zátěž pracovníků. V této práci jsem si stanovil tedy tyto cíle:

Stanovené cíle práce:

- × analyzovat hlavní technologické operace, které jsou neproduktivní nebo nevyhovují požadavkům bezpečnosti práce,
- × zamyslet se nad možnými konstrukčním řešením zvedání v návaznosti na volbu pohonu,
- × návrh základní konstrukce stojanu manipulátoru,
- × návrh a pevnostní výpočet prvku realizující zdvih van,
- × volba pohonu,
- × konstrukční návrh prvku manipulátoru realizující otáčivý pohyb s aretací polohy,
- × základní požadavky pro návrh elektroniky,
- × zpracovat výkresovou dokumentaci s rozsahu sestavného výkresu dílenských výkresů vybraných součástí.

2 Základní požadavky na manipulátor

Základní požadavky na manipulátor vycházejí z několika oblastí. V první řadě je třeba dbát ohled na tvar a velikost van, pro které je manipulátor konstruován. Je potřeba myslet na základní ergonomii pracoviště, zástavbové možnosti, technologické postupy výroby a montáže, nenáročnost údržby, zvýšení produktivity, snaha o dobrý poměr investičních nákladů k užitkové hodnotě a životnosti, apod.

2.1 Typy van obsluhované manipulátorem

Manipulátor bude obsluhovat 3 základní typy vířivých van.



Obr. 2.1 Vířivá vana Gemino [1]

Gemino

- rozměry: 205 x 185 x 79 cm
- počet osob: 2
- váha bez vody/s vodou: 240 kg / 940 kg

Tempesta

- rozměry: 260 x 189 x 79 cm
- počet osob: 2
- váha bez vody/s vodou:
300 kg / 1700 kg



Obr. 2.2 Vířivá vana Tempesta [1]



Obr. 2.3 Vířivá vana Infinité [1]

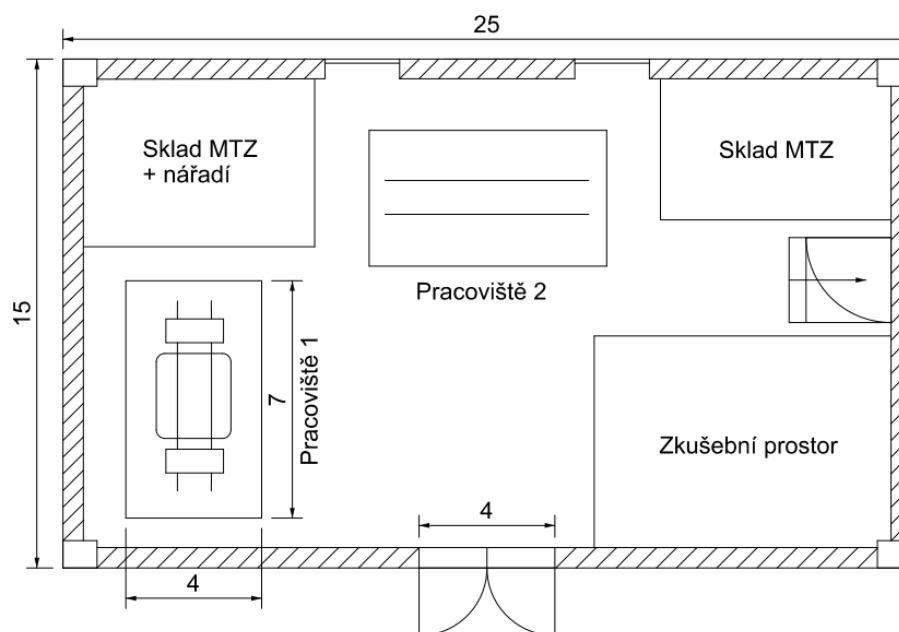
Infinité

- rozměry: 260 x 245 x 94 cm
- počet osob: 4 - 5
- váha bez vody/s vodou: 450 kg / 2407 kg

Právě pro třetí v pořadí (Infinité) budu provádět konkrétní návrh manipulátoru. Manipulátor chci koncipovat tak, aby byl univerzální pro všechny tři vany.

2.2 Zástavbové možnosti

Pro manipulátor jsou vyčleněné dva prostory, předpokládá se souběh dvou manipulátorů na obou pracovištích. Je vhodné, aby manipulátory byly shodné a umožňovaly práci všech technologických operací v průběhu výroby. To má pozitivní jev na možnou variabilitu při plánování výroby a také při plánované nebo neplánované odstávce z důvodu poruchy.



Obr. 2.4 Zástavbové možnosti na pracovišti

Manipulátor v pracovní poloze musí být umístěn v pracovním prostoru o rozměrech 4x7m. To je dostatečný prostor, který umožňuje i rezervu po stranách pro pojezdové kolejnice. Ty přesahují manipulátor s největší z van, což umožňuje jistou míru posuvu celého manipulátoru do stran.

2.3 Popis technologických operací výroby a montáže

První část výroby van se děje mimo výrobní prostory a odehrává se u dodavatelů. Externě se dělají svařence základních rámců van, které se u dalšího dodavatele vkládají do formy při procesu výroby pryskyřicových skořepin. Rámy jsou pevně spojeny a zakomponovány do skořepiny.

Tyto skořepiny s rámy jsou dodávány do firmy na dílnu, kde se musí zateplit polyuretanovou pěnou (nástřik) a opracovat různé otvory pro montáž trysek, perlátorů apod. Už v této fázi by mohl být využit manipulátor. Pro nástřik pěny je zapotřebí vanu otočit spodní částí vzhůru a nanést na vnitřní stranu stěny vrstvu izolační hmoty cca 3-5cm. Ale pro tuto chvíli se neplánuje investice do nutné vzduchotechniky pro odsávání nebezpečných výparů.

Proto nástřik nadále bude probíhat venku a pro manipulátor nemusím uvažovat nutnost lepšího krytí proti nějakým výraznému znečištění.

Po nástřiku a jeho zavadnutí je možno přistoupit k vyvrtání otvorů pro montáž masážní a relaxační technologie vířivky. Tato činnost probíhá za nepříjemných podmínek viz. obr. 2.5. Vana bez manipulátoru musela být položena na zemi a na jedné straně podepřena. Obrábět se musí jak zevnitř tak zvnějšku. Byl zde tedy minimální prostor pro práci „uvnitř“ vany. Odtud tedy **požadavek na zvedání a otáčení vany.**



Obr. 2.5 Podložení vany pro obrábění a montáž



Obr. 2.6 Detail osazení stěny vany tryskami

Z detailu na obr. 2. 6. jsem si vyvodil další **požadavek** a to **aretace polohy**. Vana je v nejrůznějších místech osazená množstvím, perlátorů, trysek masážních, nebo relaxačních, do stěny skořepiny se usazuje osvětlení, kotví se filtry a mnoho dalšího. To vše se musí namontovat a mnohdy je zapotřebí montáže z obou stran ve stejný okamžik (utahování trysek).

2.4 Obsluha manipulátoru

Obsluhu manipulátoru by měla provádět jedna osoba. Ač při výrobě vany obvykle pracuje vždy pár, tak samotnou obsluhu může provádět jeden dělník. Stojany manipulátoru budou disponovat vlastním elektro pohonem a řídicí jednotkou. Ta má komunikovat bezdrátově s druhou jednotkou na protilehlém stojanu a synchronizovat oba pohony. Dělník, z kterékoliv stany může manipulátorem pohybovat ve svislém směru a při nastavené pracovní výšce může zvolit úhel natočení vany. Rotace vany bude realizovaná ručně. Otáčení elektromotorem by neúměrně zvýšilo náklady, odhadem 10x (komplikovanější a robustnější konstrukce).

2.5 Základní požadavky zadání (shrnutí)

- Nosnost manipulátoru 450 kg
- Aretace polohy otočení vany
- Otáčení vany min. o 180°
- Obsluha možná jednou osobou
- Pracovní zdvih 2m

3 Možná technická řešení zvedání a přenos momentů pohonu

3.1 Hydraulické / pneumatické zvedáky

Hydraulické zvedáky se používají především pro větší automobily o větší hmotnosti. Jejich konstrukce bývá robustnější a často jsou pevně ukotveny k podlaze. Nevýhodou a zároveň výhodou může být možnost propojení obou stojanů jedním systémem a využití rovnoměrného rozložení tlaku a tak zajištění souměrného zvedání. Vzájemné propojení ubírá na mobilitě. Hydraulické zvedáky mohou být nevhodné pro některé provozy s ohledem na použité médium (olej) k přenosu tlakové síly.



Obr. 3.2 Sloupový hydraulický čtyřramenný zvedák [2]



Obr. 3.1 Pístnice s řetězem pro zvedání [2]

3.2 Mechanicky / Elektromechanicky

U mechanického řešení se nejčastěji využívá pohybového šroubu. Aplikace se šroubem, je v mnoha směrech modifikovatelná. Nehrozí úniku žádného média, spolehlivost je na velmi vysoké úrovni a je nenáročný na údržbu. Obvykle se používá u zvedáků pro osobní automobily do 3,5t. Mechanismus se dá napojit na elektropohon nebo využít pohonu ručního.



Obr. 3.3 Mechanický hever s pohybovým šroubem [3]

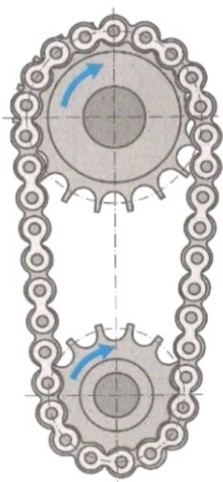
Dalším mechanickým řešením by mohlo být využití řetězu případně kladek. Sestava kladek a řetězu může velmi dobře pracovat s různými převody a přenosy sil. Zvýšená náročnost na prostorovou zástavbu uvnitř kostry stojanu manipulátoru. Mechanická aplikace dovoluje jistou míru mobility.

3.3 Možnosti propojení pohonu s pohybovým šroubem

Uvažoval jsem nad třemi typy možného propojení pohonu s vřetenem šroubu. Řemenový převod viz. Obr. 3.4 nebude nejvhodnějším kandidátem, záleželo by na typu zvoleného řemenu, ale určitě klínový řemen nebude vhodný vzhledem k možnému skluzu a nutnosti napínání.



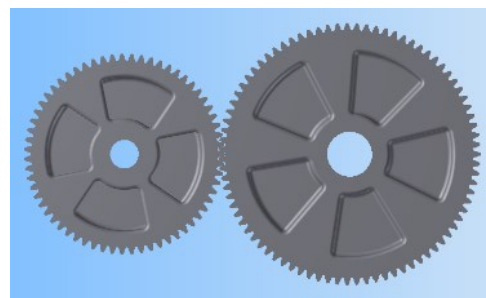
Obr. 3.4 Řemenový převod [5]



Obr. 3.6 Řetězový převod [4]

Pokud mají oba stojany vlastní pohon a je zde požadavek na synchronizaci vřeten, je zapotřebí přesný převod s geometrickou vazbou. Tomu odpovídá převod řetězem Obr. 3.5 nebo ozubenými koly Obr. 3.6. Pro správnou funkci řetězového převodu je předpoklad správně napnutého a usazeného řetězu na řetězových kolech. Řetěz tedy musíme dopínat případně častěji měnit.

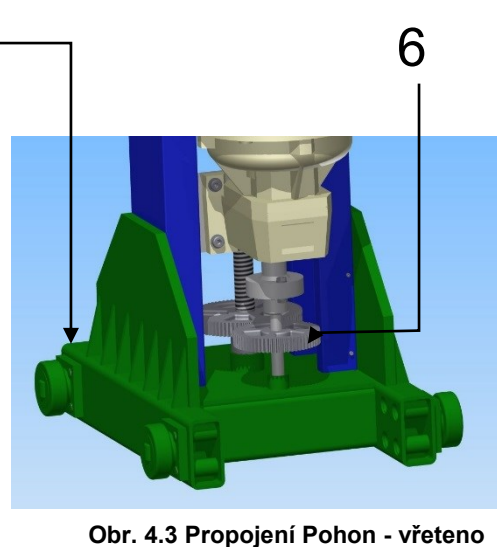
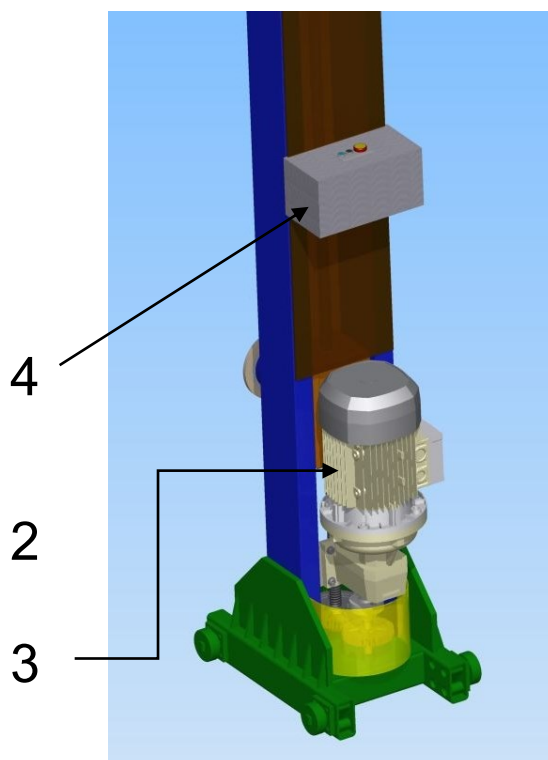
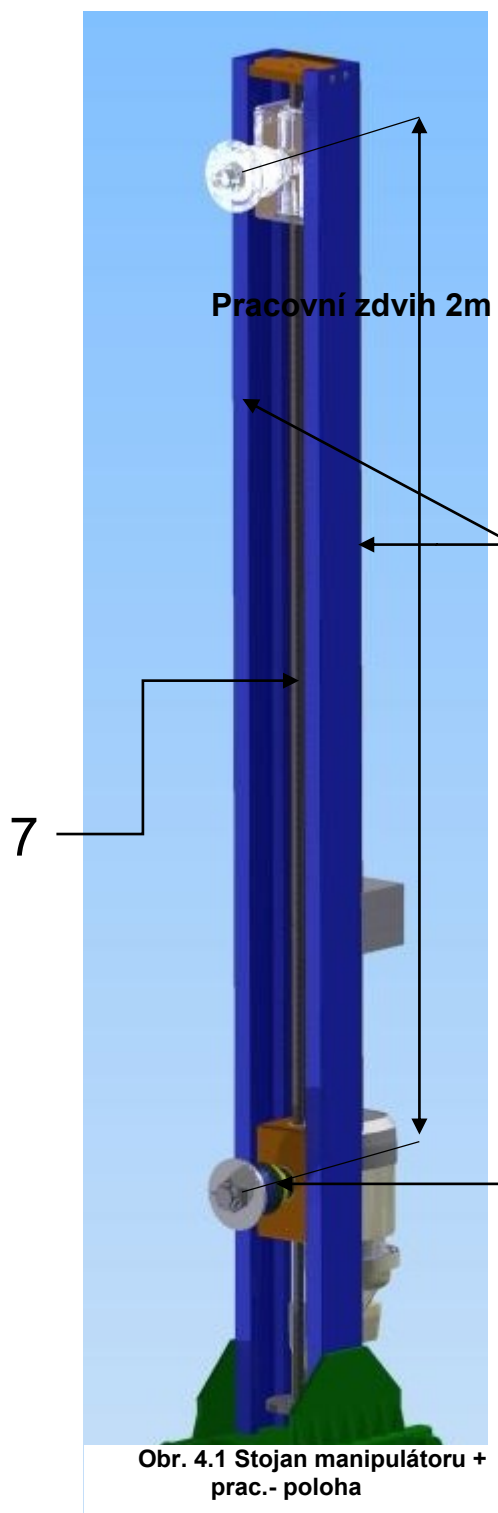
U ozubených kol je nevýhodou jejich náročnost na montáž a vyšší pořizovací cena. Naopak jejich menší náročnost údržby a stálost převodu je velkou výhodou.



Obr. 3.5 Převod ozubenými koly

4 Popis konstrukčního řešení manipulátoru

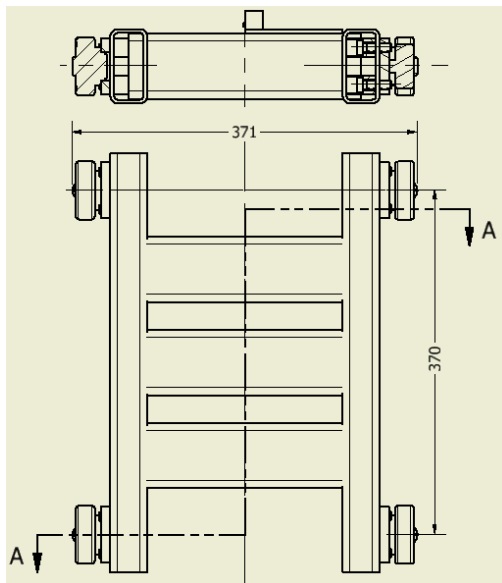
Na základě stručného přehledu možností jakou technologií realizovat zvedání břemene a rozvaze nad možností přenosu momentů od pohonu na pohybový šroub, jsem zvolil následující konstrukční řešení manipulátoru. Na Obr. 4.1 je vykreslen stojan manipulátoru, který je základem celého řešení.



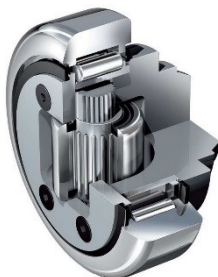
4.1 Konstrukce stojanu manipulátoru

Konstrukce je založena na několika základních uzlech. Celý stojan manipulátoru je postaven na základně (poz. 1). Jedná se o robustní tuhý svařenec z 4HR profilů. Tato základna má přenášet celkové zatížení do pojezdových kolejníc v podlaze pracoviště a umožňovat posuvný pohyb, především pro manipulaci v nezatíženém stavu. Se základnou jsou pevně spojeny vodící U profily (poz. 2). Profily společnosti Winkel (Standard 2 NbV, vnější šířka 121.3mm) jsou přesné, únosné a tvoří tak pevnou oporu a vedení pro Sestavu matice (poz. 5). Na vodící profily jsem umístil sestavu elektromotoru s převodovou skříní (poz. 3). Umístění je záměrně voleno svisle pro úsporu místa. Nad motorem je umístěna ve výšce cca 1m od podlahy ovládací skříň s centrálním ovládáním (poz. 4). Hybná síla motoru je skrz převodovku a ozubený převod (poz. 6) převedena na pohybový šroub. V prostoru mezi C profily je vedena matice, kterou pohání centrální pohybový šroub (poz. 7).

4.2 Konstrukce základny



Obr. 4.4 Základna stojanu

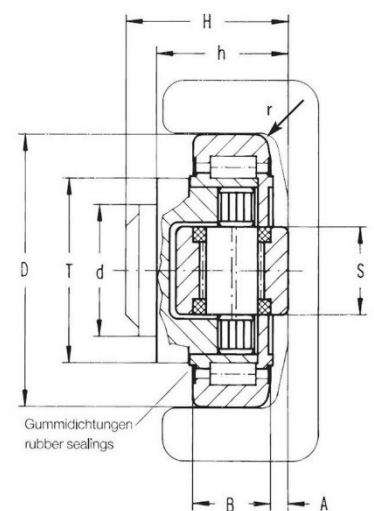


excentru integrovaného do ložiska. Tohoto jsem využil pro vystředění základny vůči kolejnícím, tak aby byla co nejmenší vůle a základna mohla přenášet veškerá zatížení plně do vodících kolejníc. Schéma uložení

ložiska v kolejnici je na obr.

Základna je tvořena 4HR 80x40x4 profily navzájem svařené. Cílem bylo vytvořit tuhý svařenec, který s minimální zástavbou dokáže přenést zatížení a vyhovět požadavku na posuv. Tento posuv je realizován přes vodící kolejnice. Využil jsem systému vodících profilů s pojezdovými koly, které mají integrované ložiska. Ložiska jsou vybaveny sekundárním

ložiskem pro axiální zatížení. Speciální konstrukce axiálního ložiska umožňuje vymezit vůle díky

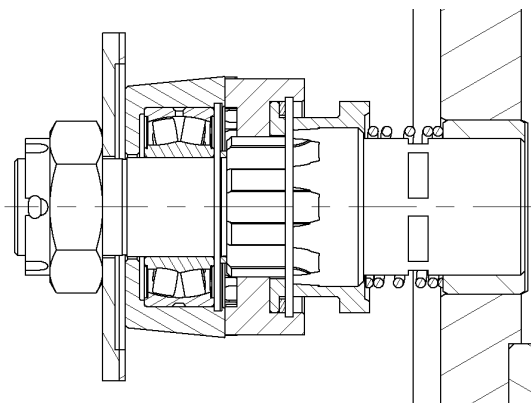


Obr. 4.5 Schéma uložení [6]

4.3 Popis sestavy matice

Sestava matice Obr. 4.8 se skládá ze dvou hlavních celků a to samotné matice s pojezdovými koly uložené mezi C profily a hřídele ostrojeného součástkami. Hřídel (poz. 4) je zašroubovaný do navařené vložky v matice (poz. 3). Zašroubovanou hřídel pojistit bodovými svary po obvodě proti pootočení. Navaření vložky je z důvodu snadnější a levnější výroby samotné matice (poz. 1). Maticí prochází pohybový šroub, který je veden v ocelové vložce (poz. 5), ta je zajištěna ze spod našroubovanou zátkou (poz. 6). Zátka je pojištěna stavěcím šroubkem (poz. 7). V horní části matice je pohybový šroub veden ve vložce se závitem. Je to z důvodu větší stability a vymezení vůlí.

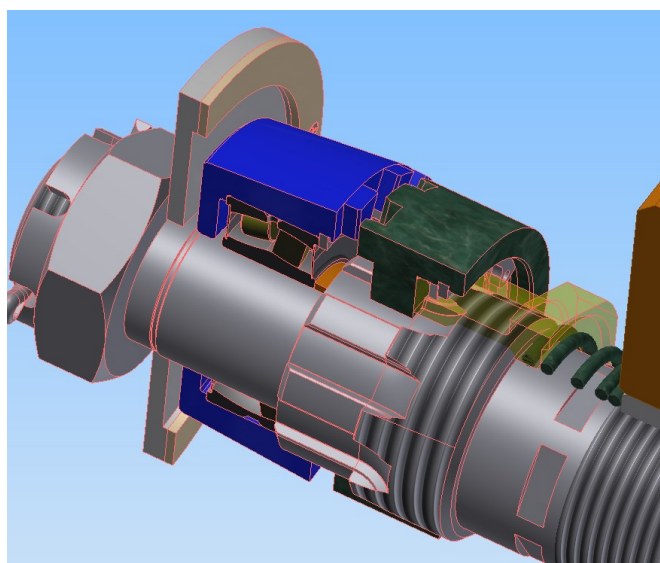
Na hřídeli je osazen kužel (poz. 12), přes který je realizováno uchycení v rýmu vany (bude popsáno později). Kužel usazen na soudečkovém naklápěcím ložisku (poz. 17). Má vlastní těsnění a od výrobce je naplněno mazivem pro celou dobu jeho životnosti. Tedy není nutné konstrukčně zajistit mazání. Je zajištěno pojistným kroužkem (poz. 19) a vymezeno distanční kroužkem (poz. 18). Naklápěcí ložisko jsem volil pro jeho vysokou únosnost, schopnost přenést i axiální síly a vzhledem k funkci naklápění eliminuje možnost vzpříčení matice ve vodících profilech.



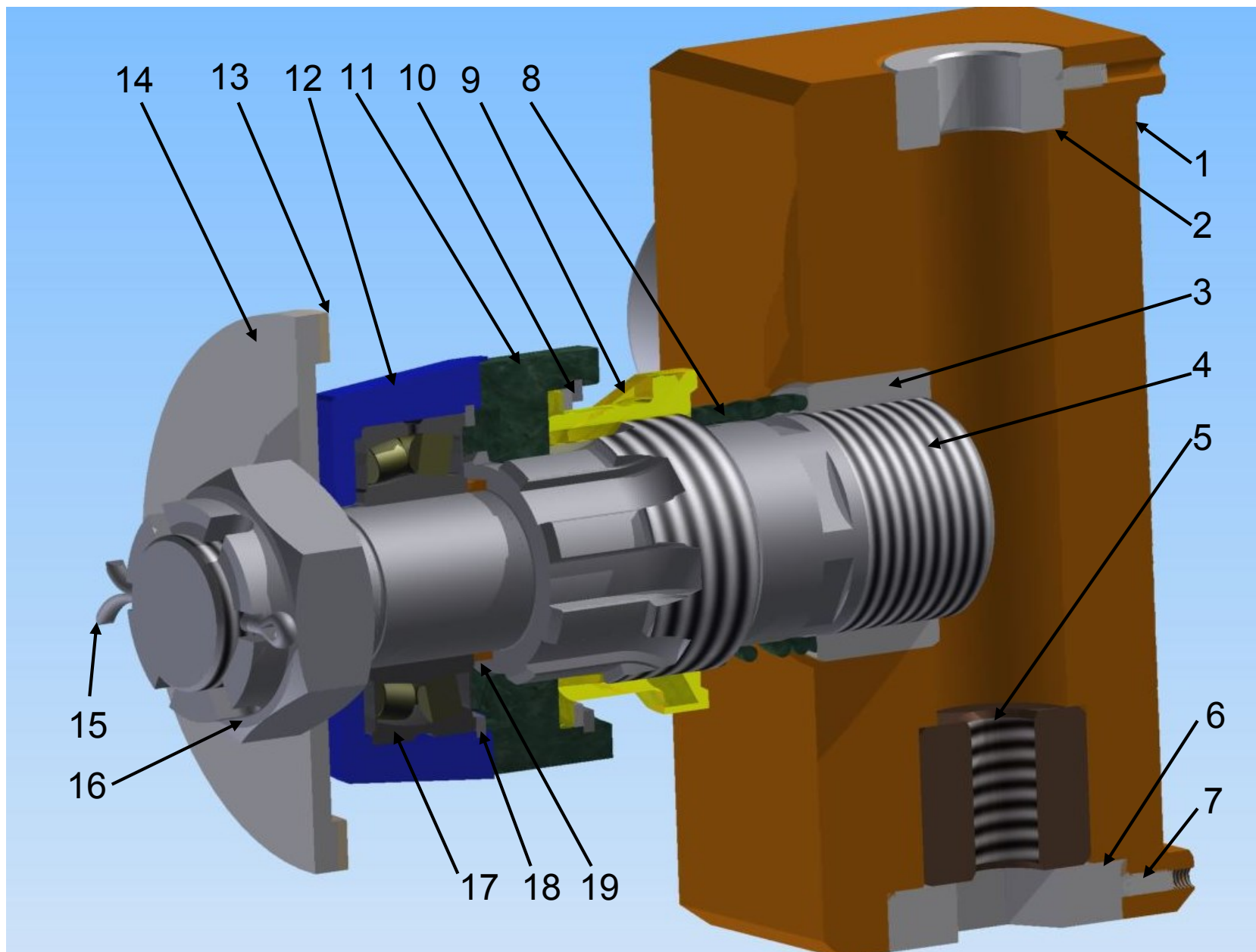
Obr. 4.6 Rez sestavou hřídele

4.4 Aretování kužele proti otáčení

Kužel společně s dílem aretace (poz. 11) umožňuje polohovat vanu v různých úhlech natočení. Díl aretace je ovládán speciální maticí (poz. 9). v systému je i navržena pružina (poz. 8). Ta má pouze funkci kladení odporu proti matici při odtahování aretace což má za následek uvolnění kužele a jeho volnou rotaci. Systém aretace znázorněn v obrázku 4.7 Dělník pootočí ovládací maticí (poz. 9) a tím povytáhne aretaci. Samotné aretování je provedeno drážkování.

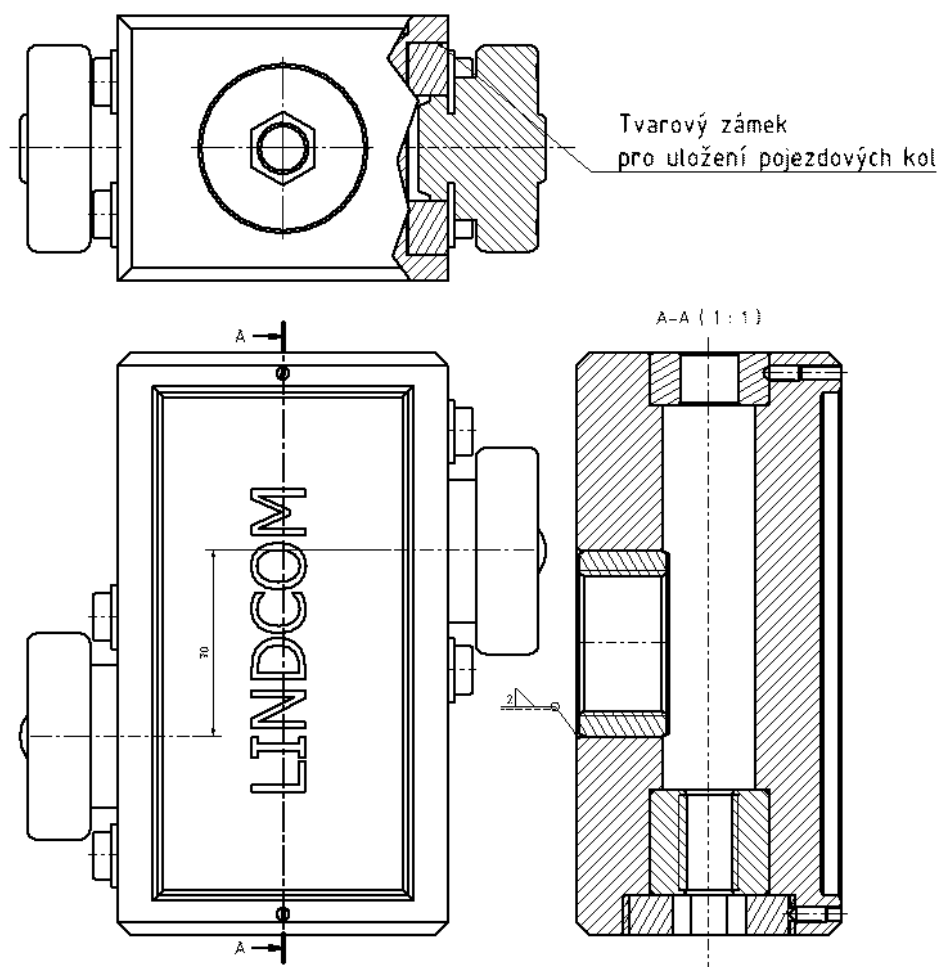


Obr. 4.7 Systém aretace - uvolněno



Obr. 4.8 Sestava matice

4.5 Volba uložení pojezdových kol v matici



Obr. 4.9 Matice s pojezdovými koly [6]

Pro pojezd jsem zvolil:

Vystředitelné osové ložisko WINKEL | Typ 4.455 + AP 1 | Produkt č. 201.032.001

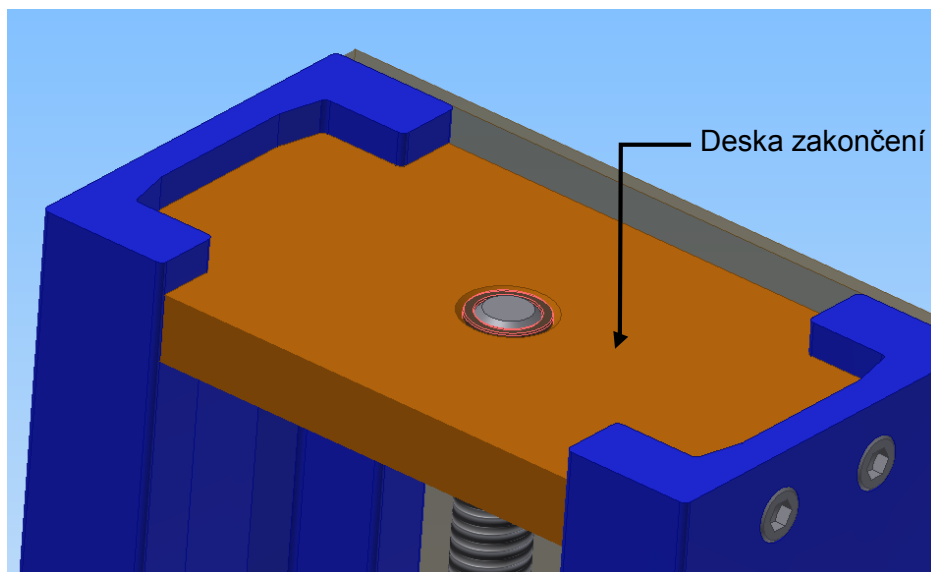
Typ	D mm	T mm	d -0.05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	S mm	r mm
4.455	70,1	48	35	44,0-45,5	36,0-37,5	23	4,0-5,5	20	4

S přírubou: "AP 1" pro Typ 4.455 + AP 1

Příruba je vložena do tvarového zámku v matici a zajištěna čtveřicí vysoko pevnostních šroubů. Ložisko je v přírubě navařeno. Zvolil jsem dvojici pojezdových kol s roztečí 70mm. Takto uložená pojezdová kola zachytí moment od zatížení vany přenášející se skrz hřídel uložený v matici. Tento moment je přenesen do vodící C profilů. Přesné vedení zajišťí kvalitní přenos zatížení a matice tak odolává vyosení, které by nebylo žádoucí pro pohybový šroub.

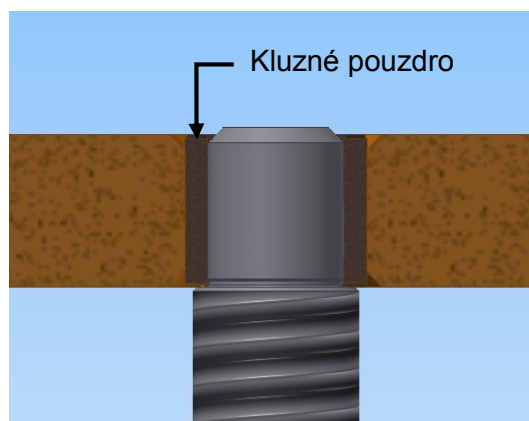
4.6 Uložení pohybového šroubu ve stojanu manipulátoru

Pohybový šroub je tyč o délce cca 2,7m s lichoběžníkovým závitem. V horní části je tento šroub ukotven do desky zakončení, jak je znázorněno v Obr. 4.10. Deska je uchycena pomocí



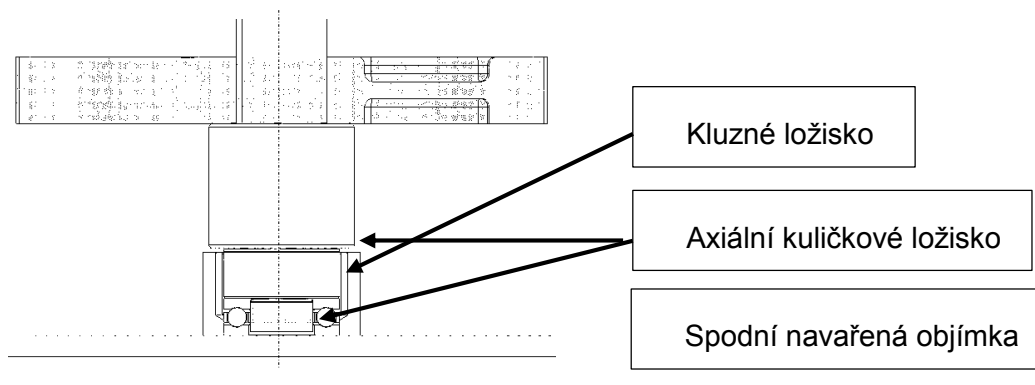
Obr. 4.10 Ukotvení pohybového šroubu

čtyř vysokopevnostních šroubů. Deska je na krajích tvarovaná a tvoří tak jakýsi zámek. To by mělo přinést pozitivní efekt pro tuhost konstrukce. Šroub je na horním konci opatřen čepem, který je uložený v kluzném pouzdro viz Obr. 4.11.



Obr. 4.11 Horního čepu šroubu

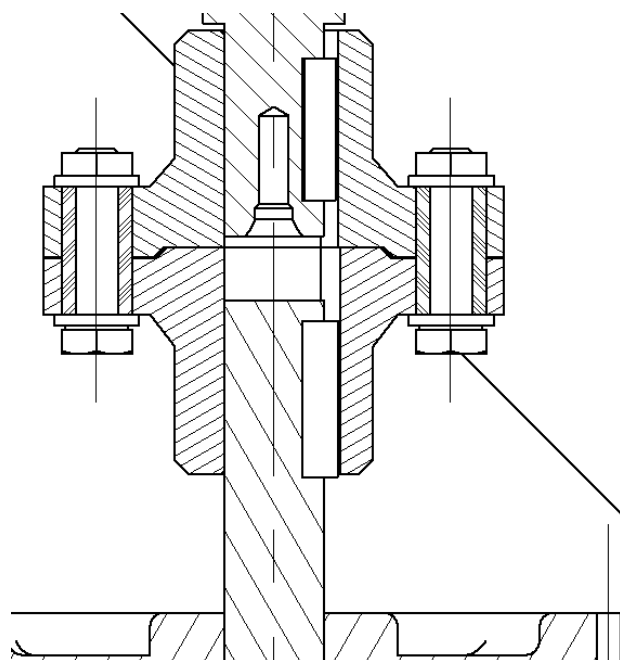
Ve spodní části je šroub osazen větším průměrem. Na tomto osazené je uloženo ozubené kolo. K základně stojanu je navařená objímka, ve které je uloženo kuličkové axiální ložisko pro přenos hlavního zatížení osovou silou ve Šroubu. V objímce je vloženo také kluzné ložisko a má přenášet radiální zatížení od ozubení. Schéma uložení viz Obr. 4.12.



Obr. 4.12 Schéma spodního uložení

4.7 Propojení motoru s ozubenými koly

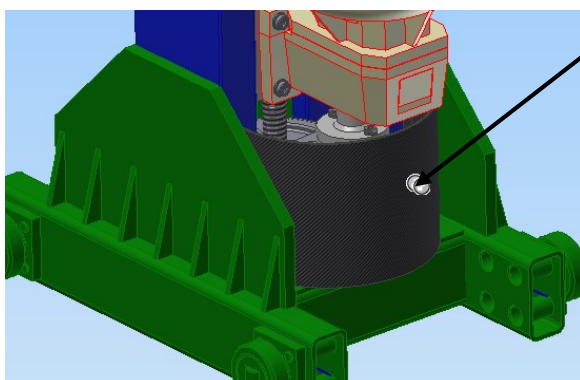
Propojení je realizováno pomocí pružné pevné spojky. Jde o návrh jednoduchého rozebíratelného spojení. Pružným elementem je dvojce pryžových válců. Využitím tohoto elementu vnáší do soustavy pružný prvek, který bude mírnit případné rázy při rozběhu pohonu. Spojka je ze dvou částí, přenos momentu, z hřídelí na těleso spojky je realizováno pomocí těsného pera. Pera bylo voleno dle pera na hřídeli převodovky, předpoklad správného návrhu.



Obr. 4.13 Spojení pohonu s ozubeným převodem

4.8 Kryty použité pro stojan manipulátoru

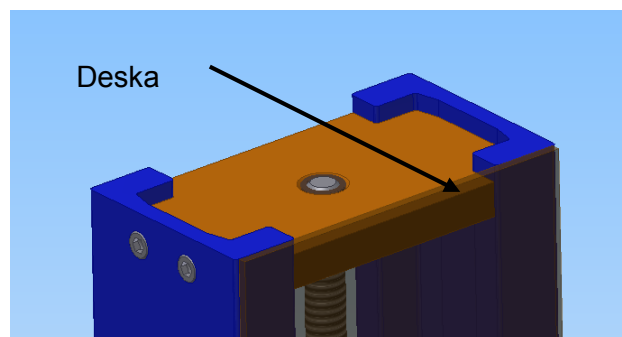
Z hlediska bezpečnosti by měly být rotující součásti krytované, aby nedošlo k namotání např. kusu oblečení a k zranění obsluhy. Krytování zde uvažuji především ze strany kde přistupují k manipulátoru obsluha (vnějšku).



Obr. 4.14 Plechový kryt ozubení

vodících profilů plastovou deskou o tloušťce 8mm viz. Obr. 4.13.

Kryt ozubeného soukolí jsem vyřešil ohnutým plechem, přišroubovaným k vodícím C profilům stojanu. Ze stany ozubení chrání silná výztuha. Pohybový šroub mezi vodícími profily se také otáčí a tak jsem připevnil na vnější stranu

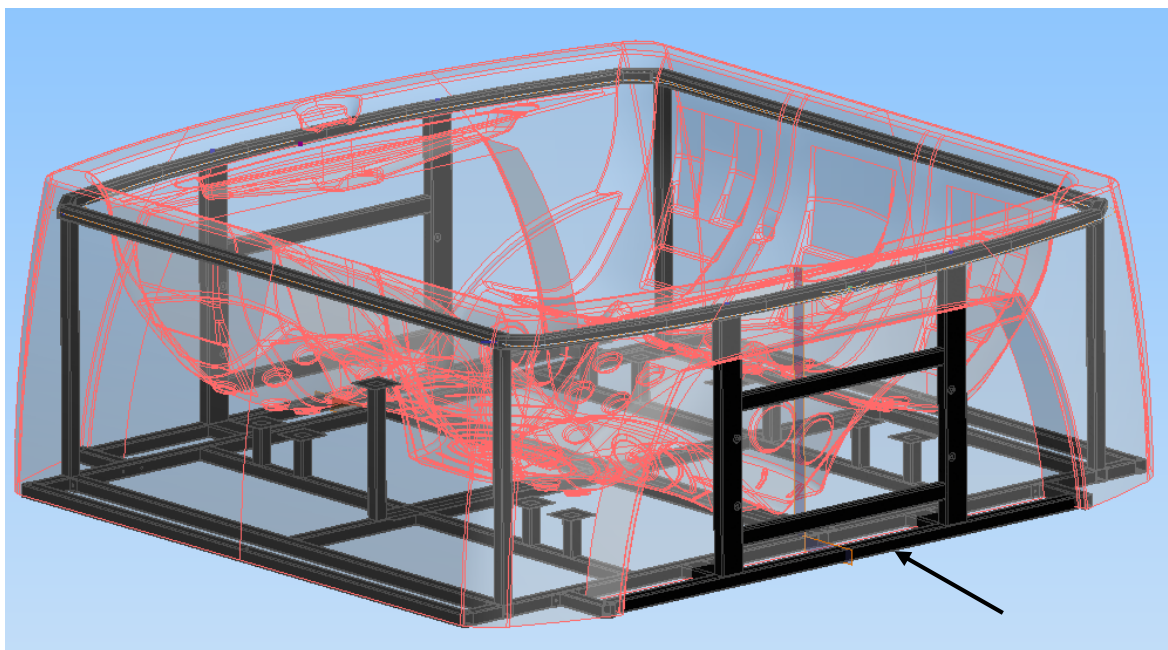


Obr. 4.15 Ochranná plastová deska

5 Návrh systému uchycení van

5.1 Základní rám vany

V každé skořepině je na pevně zabudovaný základní ocelový pozinkovaný rám. Tento rám je hlavní oporou pro křehkou skořepinu. K tomuto rámu se uchycují obslužné technologie. Celá vana pak tvoří jeden kompaktní celek.



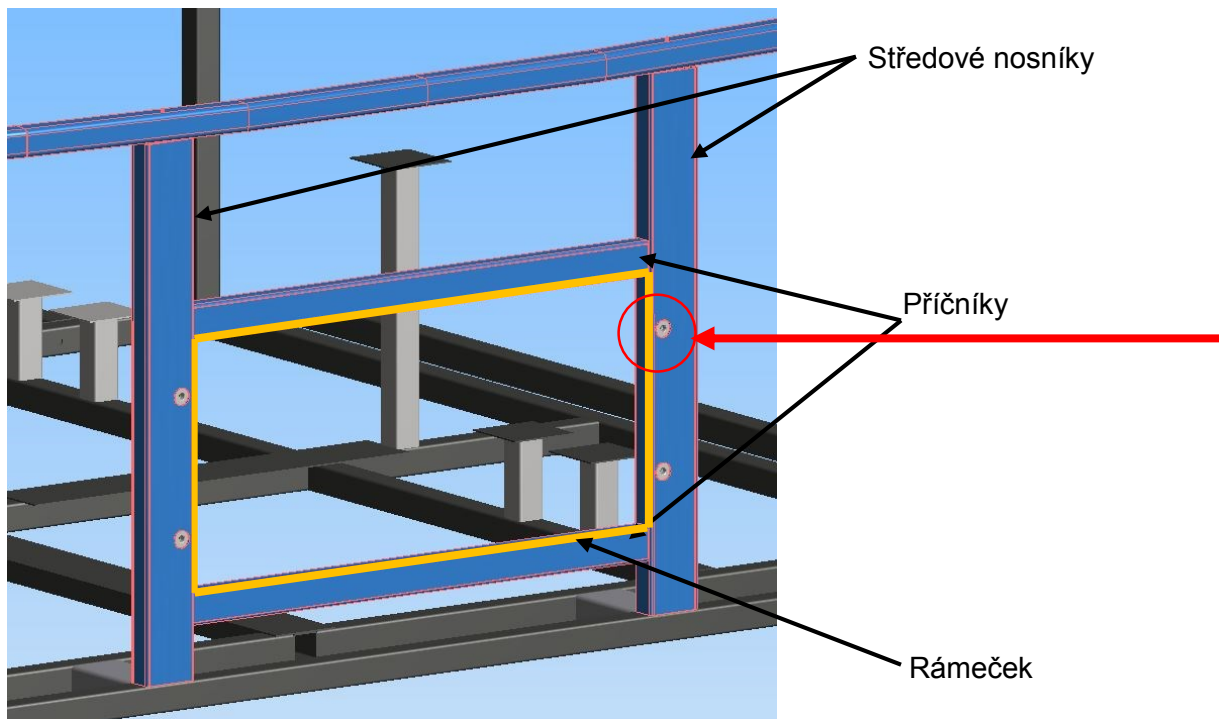
Obr. 5.1 Skořepina s rámem

Na obrázku 5.1 je znázorněna základní rámová konstrukce (černá). Z boku vidíme výklenek. Toto je prostor, kde z boku skořepiny je místo pro montáž pohonu, čerpadel, filtrů, řídicí elektroniky apod. je zde možný přístup k odhalené konstrukci a možnost napojení k manipulátoru. Také je to vhodné místo z hlediska rozložení hmotnosti. Jedná se o prostor, kde je situovaná osa těžiště.

Stejného principu využívají i ostatní modely van, tedy bude možno ze stejné strany a na podobné místo rámové konstrukce upevnit uchycovací mechanismus.

5.2 Úprava základního rámu

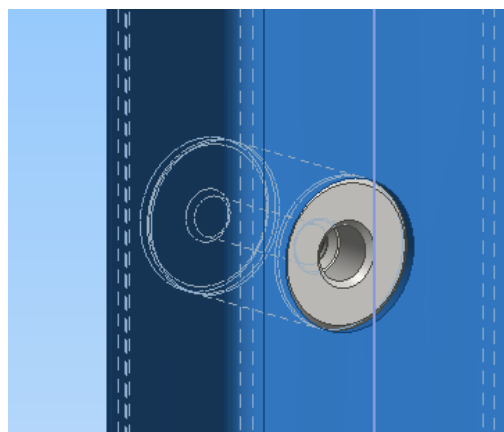
V základním rámu jsem navrhl drobnou úpravu. Zesílil jsem středové podpěry a udělal z nich nosné prvky pro montáž záchytného systému vany. Přidal jsem dvojici příčníků, které tak dohromady tvoří rámeček, viz. Obr. 5.2. Do tohoto prostoru budu vkládat mezikus uchycení vany.



Obr. 5.2 Úprava rámu

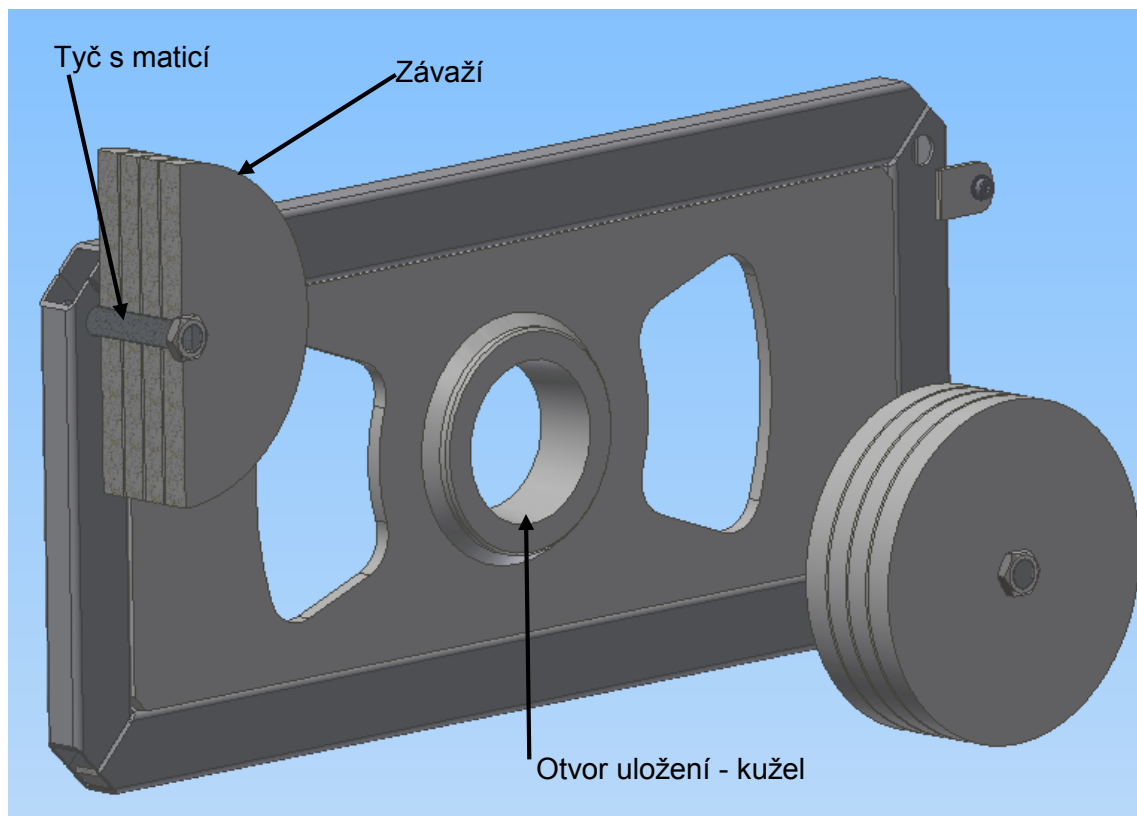
Rámeček je v podstatě tvarovým zámkem pro systém uchycení. Tvarový styk po obvodě profilů zaručuje velmi dobrý přenos veškerých zatížení. Výhodou je stejný způsob přenosu zatížení jak ve vodorovné tak svislém směru, když se vana pootočí.

V detailu na Obr. 5.3 je navařovací vložka se závitem. Čtveřice těch vložek bude základem pro zajištění uchycení vany.



Obr. 5.3 Detail vložky

5.3 Systém uchycení vany



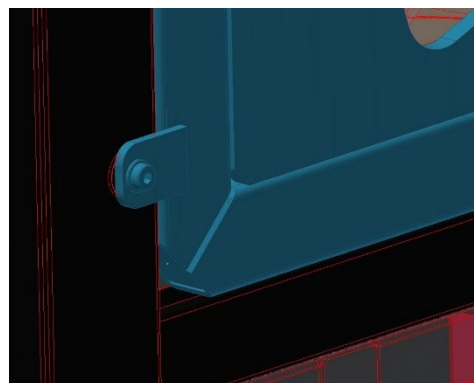
Obr. 5.4 uchycení vany (mezikus)

Systém uchycení vany je mezikusem nosné hřídele matice manipulátoru a samotným základním rámem vany. Je tvořen rámovou konstrukcí profilů 4HR 50x30x3. výplň této konstrukce tvoří ocelová deska o tloušťce 10mm, která má uprostřed vložený a svařený ocelový kus s dírou ve tvaru kužele (k 1:10). Kuželovitost volena na hranici samosvornosti. Kužel musí být demontovatelný, ale pod zatížením musí přenášet moment. Dle [7] lze rozmontovat rukou, pokud spoj není pod zatížením.

Uchycení této konstrukce je realizováno pomocí čtveřice přivařených příložek s otvorem pro šroub, které se zaroubují do navařených vložek viz. Obr. 5.3.

V protilehlých rozích po úhlopříčce je sestava závaží tvořící ocelové disky uložené na tyči. Na konci tyče je závit pro pojištění maticí proti samovolnému vysunutí. Úhlopříčka má význam při otočení vany o 90°, je možno pak lépe vyvažovat případné nerovnovážné stavy, způsobené odchylkami výroby van.

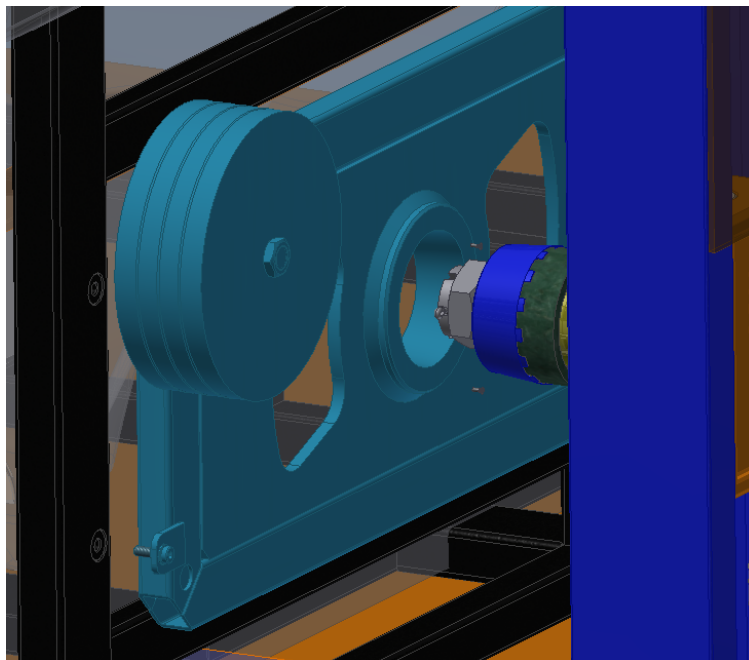
Uprostřed desky jsou také otvory pro lepší montáž. Např. pro přidržení klíče z druhé strany konstrukce.



Obr. 5.5 Detail rohu konstrukce

Bude totiž potřeba po nasazení kužele z druhé strany dotáhnout matici.

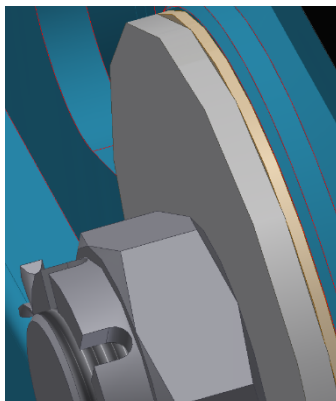
Na Obr. 5.5 je zobrazen detail rohů konstrukce. Záměrně jsem provedl úkosy z důvodu bezproblémového nasazení. V rozích svařovaných konstrukcí vznikají nepřesnosti, případně jsou zde svarové housenky.



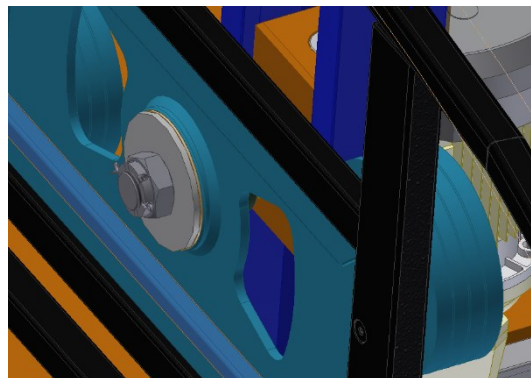
Obr. 5.6 Rozpad Uchycení vany k manipulátoru

Rozpad uchycení manipulátoru k základnímu rámu je znázorněn na Obr. 5.6. Postup montáže je následovný: zeleně vyznačený mezikus vložíme bez závaží do připraveného rámu vany, zajistíme jej pomocí 4 šroubů, přisuneme stojan manipulátoru, obsluha navede pomocí mikro posuvu kužel na stejnou osu jako je otvor v protikuse a pomalu zasouvá za aretovaný kužel.

Po zasunutí přiloží obsluha přítlačný kotouč s třecí lamelou a vtáhne kužel do díry pomocí matice. Tu zajistí závlačkou. Třecí lamela umožní otáčení mechanismu. Hřídel se zde neotáčí. Je pevně ukotven v matici stojanu.



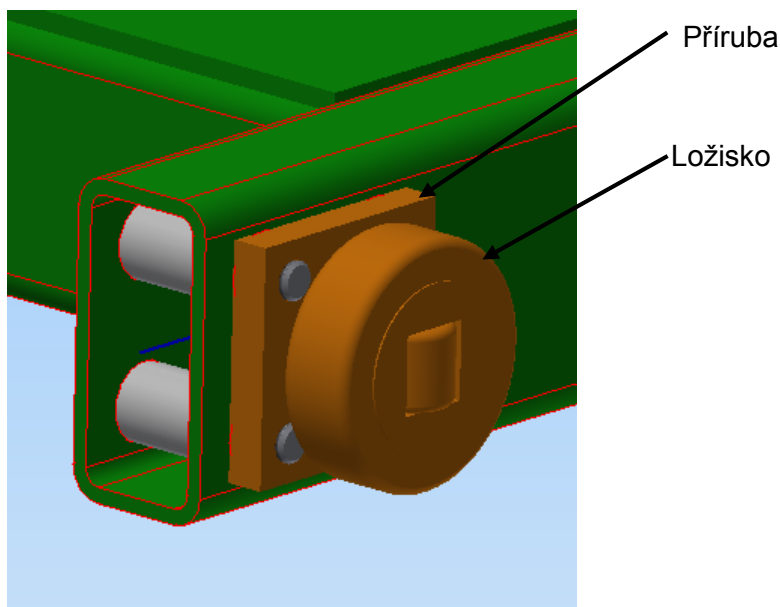
Obr. 5.8 Detail pojištění



Obr. 5.7 Pojištění systému uchycení

5.4 Uložení pojezdových kol v základním rámu stojanu

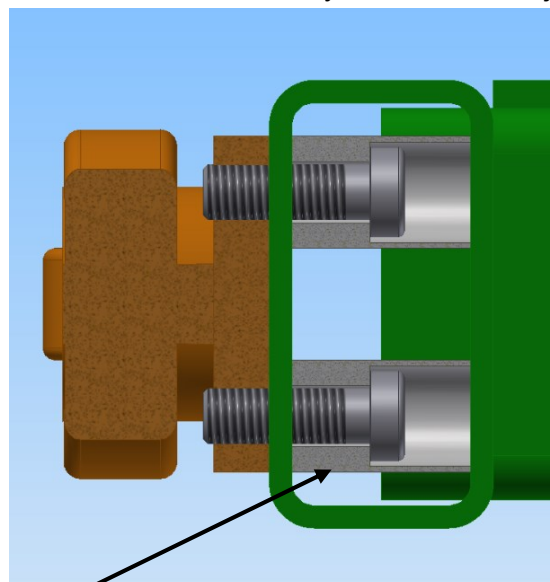
Zvolil jsem zde stejný pojezdový systém od firmy Winkel jako pro pojezd matice. Použil jsem o nejnižší velikostní řadu ložiska. Ložisko je navařeno na přírubu, která je pomocí čtveřice šroubů ukotvena do profilu rámu.



Obr. 5.9 Uložení pojezdového kola

Kotvení je řešeno způsobem který umožňuje demontáž pojezdového kola aniž by musel být demontován kompletně celý stojan manipulátoru z pojezdových kolejnic. V profilu jsou navařeny vložky s otvorem pro šroub. Vložení šroubu z vnitřní strany rámu umožňuje jednotlivou demontáž pojezdových kol v případě poruchy.

Tento způsob uchycení napomůže snadnější montáži a lepší možnosti seřízení manipulátoru v pojezdových kolejnicích.



Obr. 5.10 Vnitřní uchycení příruby

Vložka profilu pro
snadnější montáž

Výpočtová část práce

6 Návrh nosného šroubu

Výpočet nosného pohybového šroubu budu odvíjet od prvotního návrhu závitu, který následně zkontroluji. Při návrh závitu jsem vycházel ze zkušenosti při návrhu obdobných aplikací v minulosti.

Volím lichoběžníkový závit Tr 20x8(4) – dvojchodý

Rozměry závitu: $d_2=17,64$ mm; $d_3=14,8$ mm; stoupání $P_n=8$ mm.

6.1 Stanovení potřebné osově síly ve šroubu

Osová síla ve šroubu vychází primárně od zatížení vany. Zatížení vany se teoreticky rovnoměrně rozloží mezi dva pohybové šrouby (dva stojany manipulátoru).

$$F_o = \frac{G * 9,81}{2} = \frac{450 * 9,81}{2} = 2207,25 \cong 2208 \text{ [N]}$$

6.2 Předběžná kontrola šroubu

$$\sigma_{Dš} = \frac{F_o}{S_{š}} = \frac{F_o * \beta}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2208 * 1,4}{\frac{\pi \cdot 14,8^2}{4}} = 17,9 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{dov}$$

$\beta=1,3$ až $1,5$...koeficient zátěže od krutu – volím $1,4$ s ohledem na vzpěr

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{186}{3} = 62 \text{ [MPa]} \quad \text{ks volím s ohledem na vzpěr}$$

$$\sigma_{Dš} = 17,9 \leq \sigma_{dov} = 62 \text{ [MPa]}.. \quad R_e \text{ pro materiál 11 373}$$

Z hrubé kontroly mohu konstatovat, že zatížení od vany pro zvolený šroub pravděpodobně nebude překážkou. Vzhledem k neobvyklé délce šroubu je zapotřebí zkontrolovat šroub na vzpěr.

6.3 Kontrola zvoleného šroubu na vzpěr

Tlačené štíhlé pruty při určité síle vybočí, čímž se čistě tlakové namáhání změní na kombinované namáhání v tlaku a ohybu. Tento jev se nazývá *ztráta stability* přímé rovnovážné polohy prutu. Tlaková síla, která působí ztrátu stability se nazývá *kritická síla* F_{kr} . Pokud je tlaková síla menší než kritická, prut se „vzpírá“ ztrátě stability; jde o tzv. *vzpěrnou pevnost* neboli o *vzpěr*.⁷

[7] BOLEK, A., J. KOCHMAN a. Kol. *Části strojů: 1. svazek*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.

V první řadě jsem musel rozlišit, jde-li o pružný nebo nepružný vzpěr pomocí mezní štíhlosti.

$$\lambda \geq \lambda_m$$

$$\lambda = \frac{l}{i_m} = \frac{2500}{3,7} = 675,7[-]$$

$$i_m = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 14,8^4}{64} \cdot \frac{4}{\pi \cdot 14,8^2}} = 3,7[\text{mm}]$$

$$675,7 \geq 100 \quad \text{vyhovuje}$$

Pohybují se v oblasti pružného vzpěru – F_{kr} Eulerovým vztahem

Kde: $\lambda_m = 100$ volím z tabulky pro mezní štíhlosti pro nelegované oceli [8]

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2} \geq F_o$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 14,8^4}{64}}{(0,707 \cdot 2500)^2} = 1562,5 \nless 2208 [\text{N}]$$

Mnou zvolený šroub Tr 20x8(4) nevyhověl podmínce na kritickou sílu vzpěru. Volím tedy šroub s větším závitem v pořadí Tr 22x10(5). Délka šroubu 2,5m je významnější ne jsem si mysl. Vzpr je v tomto ohledu nebezpečný a i když se využije tuhé konstrukce a eliminují se zatížení jiná než radiální, tak délka hraje významnou roli.

Rozměry závitu Tr 22x10(5): $d_2=19,5$ mm; $d_3=16,5$ mm; stoupání $P_n=10$ mm.

Tabulka 1 - přepočet Vzpěru pro TR 22x10(5)

$i_m[\text{mm}]$	$\lambda[-]$	$F_{kr}[\text{N}]$
4,125	606	2413

$$F_{kr} = 2413 \geq 2208 \quad \text{vyhovuje podmínce}$$

Kontrola vzpěru pomocí výpočetní aplikace z [9]

VZPĚR PŘÍMÝCH TYČÍ

Pevnostní výpočet vzpěru přímých tyčí

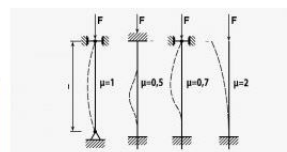
Vstupní parametry

μ (typ zatížení)	0,7	l délka tyče	2500	mm	
E modul pružnosti v tahu	210	GPa	I kvadr. mom. průřezu	3638	mm ⁴

VYPOČÍTAT

Výstupní hodnoty

F_{kr} kritická síla	2.462	kN
------------------------	-------	----



Obr. 6.1 Vzpěr tyčí - aplikace

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU, MODUL PRŮŘEZU V OHYBU KRUHU

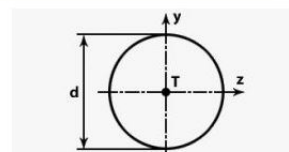
Vstupní parametry

d průměr	16,5	mm
------------	------	----

VYPOČÍTAT

Výstupní hodnoty

I_y kvadratický moment k ose y	3638.3600599	mm ⁴	I_z kvadratický moment k ose z	3638.3600599	mm ⁴
$W_z = W_y$ modul průřezu v ohybu	441.126675	mm ³			



Obr. 6.2 Kvadratický moment průřezu malého závitu d3

6.4 Kontrola platnosti podmínky samosvornosti

$$\varphi' \geq \psi$$

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{10}{\pi \cdot 19,5} = 9,27^\circ$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \cdot \alpha/2} = \arctg \frac{0,18}{\cos \cdot 15^\circ} = 10,6^\circ$$

$10,6^\circ \geq 9,27^\circ$ podmínka samosvornosti splněna

$f_z = 0,18 [-]$ součinitel tření na závitu, zvolen s ohledem na prašné pracovní prostředí

Samosvornost je vyžadována vzhledem k pojistné funkci šroubu. Při dodržení podmínky samosvornosti šroubu mohu konstatovat, že matice stojanu manipulátoru se samovolně nezačne pohybovat dolů. Což je žádoucí vzhledem k bezpečnosti obsluhy manipulátoru.

6.5 Třecí moment na závitu

$$M_{Tz} = F_{Tz} \cdot \frac{d_2}{2} = [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M_{Tz} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 2208 \cdot \operatorname{tg}(9,27 + 10,6) \cdot \frac{19,5}{2} = 7780 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Třecí moment vzniká při pohybu po šroubovici závitu. Dále pro výpočet nosného šroubu budu potřebovat zjistit účinnost šroubu.

6.6 Účinnost šroubu

Pro zvedání:

$$\eta_{\uparrow} = \frac{F_o \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi)}{M_{Tz} \cdot 2} = \frac{2208 \cdot 19,5 \cdot \operatorname{tg}(9,27)}{7780 \cdot 2} = 0,45 \rightarrow 45[\%]$$

Pro spouštění:

$$\eta_{\downarrow} = 1 - \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}{\operatorname{tg}(\varphi')} = 1 - \frac{\operatorname{tg}(10,6 - 9,27)}{\operatorname{tg}(10,6)} = 0,87 \rightarrow 87[\%]$$

Účinnosti vypočteny podle [10]. Jejich hodnoty jsou vyhovující.

Navrhl jsem tedy pohybový šroub se samosvorným závitem, který přenesení zatížení od vany. Návrh bude ještě pevnostně zkontrolován po návrhu pohonu a ozubeného převodu. Jelikož do pevnostní kontroly vstoupí některé z jejich parametrů.

7 Návrh pohonu

Pohon budu realizovat pomocí elektromotoru s převodovkou. Vhodnou volnou obou zařízení se přiblížím k potřebným otáčkám. Potřebné otáčky vychází z požadavku na rychlost zvedání.

7.1 Stanovení otáček šroubu a rychlost zvedání vany

Rychlost zvedání jsem určil na základě subjektivního odhadu, jaká doba čekání na vyzvednutí vany do výšky 1m. Výšku 1m považuji za adekvátní jako polohu pro začátek práce na vanách.

Jako optimální dobu pro zdvih vany do 1m jsem zvolil čas 40s.

$$v_z = \frac{l_{zdv}}{t} = \frac{1000}{40} = 25 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Při zdvihu 25 mm / s a stoupání 10mm / otáčku, potřebuju 2,5 otáčky šroubu / s.

$$n_s = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

7.2 Stanovení potřebného výkonu motoru

$$P = M \cdot \omega \quad \text{obecný vztah}$$

$$P = M_{tz} \cdot 2\pi \cdot n_s = 7,780 \cdot 2\pi \cdot 2,5 = 122,2 \text{ [W]} \cong 0,12 \text{ [kW]} \quad \text{bez ztrát}$$

$$n_s \quad \text{otáčky šroubu [s}^{-1}]$$

$$M_{tz} \quad \text{Třecí moment a závitů [Nm]}$$

Předpokládané účinnosti jednotlivých částí

- $\eta_{ved} = 0,97 \text{ [-]}$ vedení
- $\eta_{lož} = 0,99 \text{ [-]}$ ložiska veřetene
- $\eta_{oz} = 0,98 \text{ [-]}$ ozubení
- $\eta_s = 0,45 \text{ [-]}$ vřetene

$$\eta_c = \eta_{oz} \cdot \eta_{lož}^2 \cdot \eta_{ved} \cdot \eta_s = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 \cdot 0,45 = 0,42 \text{ [-]}$$

$$P_{real} = P \cdot \frac{1}{\eta_c} = 0,12 \cdot \frac{1}{0,42} = 0,285 \text{ [kW]} \quad \text{Reálný potřebný výkon pohonu}$$

7.3 Volba motoru a převodovky

Motor i převodovou skříň budu volit dle italského dodavatele Bonfiglioli. Při návrhu jsem využil jejich webovou aplikaci [11].

Návrh jsem započal od volby převodové skříně. Základními parametry byl výkon min. 0,29 kW a výstupní otáčky okolo 200 [min⁻¹]. Hodnotu 200 otáček na výstupu jsem odvodil od potřeby docílit hodnoty n_g a vím, že jsem omezen prostorem, tedy osovou vzdáleností.



Obr. 7.1 Výběr převodové skříně [11]



Obr. 7.2 Výběr typu motoru [11]

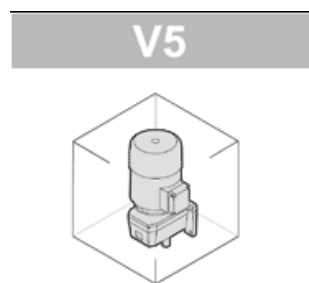
Jelikož se jedná o malý výkon, volil jsem tedy malý rám převodovky s menším rozpětím výkonu.

S 10		21 Nm				
		$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$				
	i	n_2 min^{-1}	Mn_2 Nm	Pn_1 kW	Rn_1 N	Rn_2 N
S 101_1.4	1.4	1972	8	1.7	800	310
S 101_1.9	1.9	1489	8	1.3	800	360
S 101_2.5	2.5	1120	8	0.96	800	420
S 101_3.2	3.2	875	10	0.93	800	440
S 101_3.8	3.8	727	10	0.78	800	480
S 101_4.7	4.7	592	10	0.63	800	520
S 101_6.1	6.1	458	12	0.59	800	560
S 101_6.9	6.9	406	12	0.52	800	580
S 101_8.9	8.9	315	8	0.27	800	700
S 101_10.3	10.3	272	8	0.23	800	740
S 101_12.3	12.3	227	8	0.19	800	800

Obr. 7.3 Převodovka [11]

Po zvolení i dalších parametrů jako orientace, připevnění motoru, kotvení skříně, požadavek na chlazení apod. jsem dospěl k závěru, že pro manipulátor volím převodovku s označením:

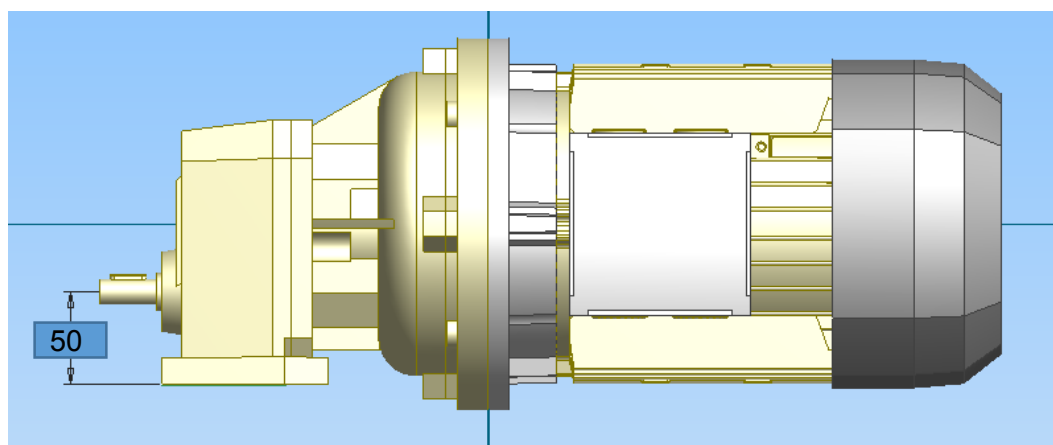
S 10 1 P 6.9 P90 V5 s $n_2=203 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.



Obr. 7.4 Volba pracovní polohy [11]

Převodová skříň je pro 4 pólový motor s otáčkami 1400 $[\text{min}^{-1}]$. Motor jsem zvolil s označením:

BE 90LA 4 230/400-50 IP55 CLF B5



Obr. 7.5 Zástavbová výška osy výstupního hřídele převodové skříně.

7.4 Návrh a kontrola ozubeného převodu

Převodový poměr mezi převodovkou a pohybovým šroubem

$$i = \frac{n_2}{n_3} = \frac{203}{150} = 1,35 [-]$$

Osová vzdálenost soukolí vychází ze známé geometrie převodovky, předpokládaného uložení na stojanu manipulátoru a umístění pohybového šroubu. Osovou vzdálenost jsem určil na 110 mm.

Volbu modulu jsem provedl odhadem, který zkontroluji výpočetním programem. Známé a požadované parametry ozubení jsem vložil do výpočetní části programu Autodesk Inventor – Generátor komponent. Výpočet provedl dle normy ČSN 01 4686:1998.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Společné

Scénář návrhu: **Počet zubů**

Požadovaný převodový poměr: **1.33** ☐ Vnitřní

Modul: **1,500 mm** Vzdálenost os: **110**

Úhel profilu: **20,000 deg** Úhel sklonu: **0 deg**

Scénář jednotkového posunutí: **S vyrovnáním měrných skluzů**

Celková jednotková korekce: **0,3390 ul** **Náhled...**

Kolo 1

Komponenta: **Komponenta** **Válcová plocha**

Počet zubů: **63 ul** **Počáteční rovina**

Šířka ozubení: **16 mm** Jednotkové posunutí: **0,1873 ul**

Kolo 2

Komponenta: **Komponenta** **Válcová plocha**

Počet zubů: **83 ul** **Počáteční rovina**

Šířka ozubení: **16 mm** Jednotkové posunutí: **0,1517 ul**

Výsledky

Kolo 1	
i	1,3175 ul
ϵ	1,7571 ul
d_a	98,045 mm
d	94,500 mm
d_f	91,312 mm
x_z	-0,8565 ul
x_p	-2,6651 ul
x_d	-2,8350 ul
s_a	0,7662 ul
b_f	0,1693 ul

Kolo 2	
d_a	127,938 mm
d	124,500 mm

13:29:47 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Typ vstupu

☒ Převodový poměr ☐ Počet zubů

Zadání velikosti

☒ Modul ☐ Převrácený modul

Dosažení vzdálenosti os

☒ Korekce kol ☐ Úhel sklonu

Jednotkové rozměry zubů

	Kolo 1	<input checked="" type="checkbox"/> Kolo 2
Výška hlavy zubu	a^* 1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^* 0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^* 0,35 ul	0,35 ul

Vypočítat **OK** **Storno** **<<**

Obr. 7.6 Návrh ozubení [12]

Šířka ozubení byla volena dle katalogu ozubených kol bez náboje z teatechnik.cz

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,33	0,323 kW
Otáčky	n 203	154,08 rpm
Krouticí moment	T 15,523 N m	20,043 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 12050

Kolo 2 ☒ CSN 12050

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 410,0 MPa	410,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 520,0 MPa	520,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	0 ul	0 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé **Přesnost**

13:29:47 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_t	327,046 N
F_r	123,604 N
F_a	0,000 N
F_n	349,624 N
v	1,004 mps
n_{E1}	5043,150 rpm
Kolo 1	
S_H	1,220 ul
S_F	4,807 ul
S_{Hst}	2,803 ul
S_{Fst}	9,664 ul
Kolo 2	
S_H	1,224 ul
S_F	4,799 ul
S_{Hst}	2,813 ul
S_{Fst}	9,629 ul

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 7.8 Zatížení a výpočet soukolí - [12]

Součinitelé

Součinitelé přídavných zatížení

	Dotyk	Ohyb
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A 1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv} 1,060 ul	1,060 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$ 1,929 ul	1,800 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$ 1,000 ul	1,609 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS} 1,000 ul	

Součinitelé pro dotyk

	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H 2,448 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_E 0,865 ul	
Součinitel jednorázového zátěže	Z_B 1,003 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N 1,000 ul	1,000 ul

Výsledky

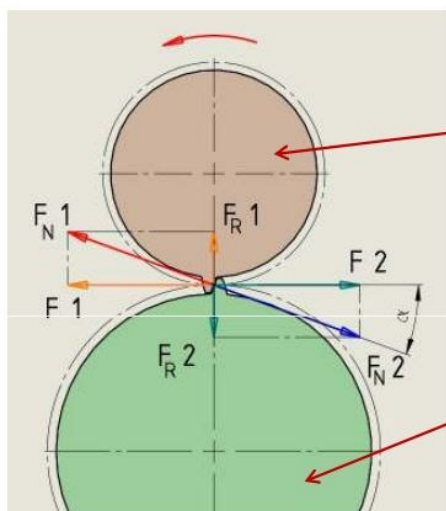
Z_E	189,812 ul
Kolo 1	
S_H	1,220 ul
S_F	4,807 ul
S_{Hst}	2,803 ul
S_{Fst}	9,664 ul
Kolo 2	
S_H	1,224 ul
S_F	4,799 ul
S_{Hst}	2,813 ul
S_{Fst}	9,629 ul

Obr. 7.7 Součinitelé pro výpočet ozubení + Bezpečnosti

Bezpečnosti v ohybu a dotyku vyhověli, výpočet proběhl v pořádku. Výsledná geometrie soukolí je v příloze A.

7.5 Rozbor sil v ozubení

Mé zvolené čelní soukolí s přímými zuby vyvozuje radiální zatížení a moment.



Síly působící na zuby u čelního soukolí s přímými zuby.

Obr. 7.9 Sílové poměry v ozubení [13]

Obvodová síla F

$$F = \frac{M_K}{\frac{D}{2}} = \frac{2 \cdot M_K}{D}$$

Radiální síla F_R

$$F_R = F \cdot \tan \alpha$$

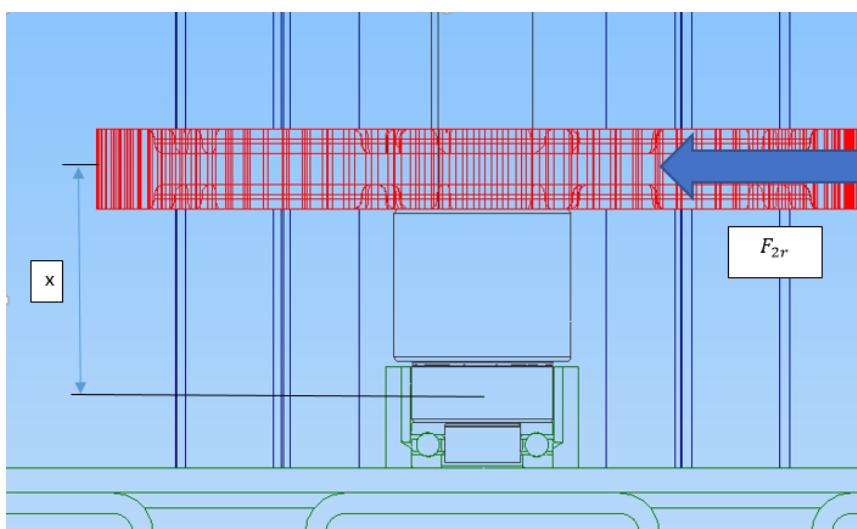
Normálová síla F_N

$$F_N = \frac{F}{\cos \alpha}$$

$$F_2 = \frac{M_{tz}}{\frac{D_2}{2}} = \frac{7780}{\frac{124,5}{2}} = 125 \text{ [N]}$$

$$F_{2r} = F \cdot \tan(20) = 125 \cdot \tan(20) \cong 46 \text{ [N]}$$

$$F_{2N} = \frac{F}{\cos(20)} = \frac{125}{\cos(20)} \cong 118 \text{ [N]}$$



Obr. 7.10 Schéma zatížení vřtene od ozubení

7.6 Pevnostní kontrola pohybového šroubu

Z ozubení na osu vřetene působí síla F_{2r} a způsobuje ohybový moment. Tedy na vřeteno působí kombinované namáhání, a proto zvolím pevnostní kontrolu dle Guesta. Schéma zatížení na Obr. 7.10.

Síla působí na rameni $x=45\text{mm}$, pak:

$$\sigma_{redš} = \sqrt{(\sigma_{Dš} + \sigma_{oš})^2 + 4 \cdot \tau_{š}^2} \leq \sigma_{dov}$$

$$\sigma_{Dš} = \frac{F_o}{S_{š}} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2208}{\frac{\pi \cdot 16,5^2}{4}} = 10,3 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{š} = \frac{M_{Tz}}{W_k} = \frac{7780}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{7780}{\frac{\pi \cdot 16,5^3}{16}} = 8,8 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oš} = \frac{M_{oš}}{W_o} = \frac{F_{2r} \cdot 45}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{46 \cdot 45}{\frac{\pi \cdot 16,5^3}{32}} = 4,7 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{redš} = \sqrt{(10,3 + 4,7)^2 + 4 \cdot 8,8^2} = 23,1 \leq 62 \text{ [MPa]} \gg \text{rekukované napětí je v mezích}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{186}{3} = 62 \text{ [MPa]} \quad \text{pro materiál 11 373}$$

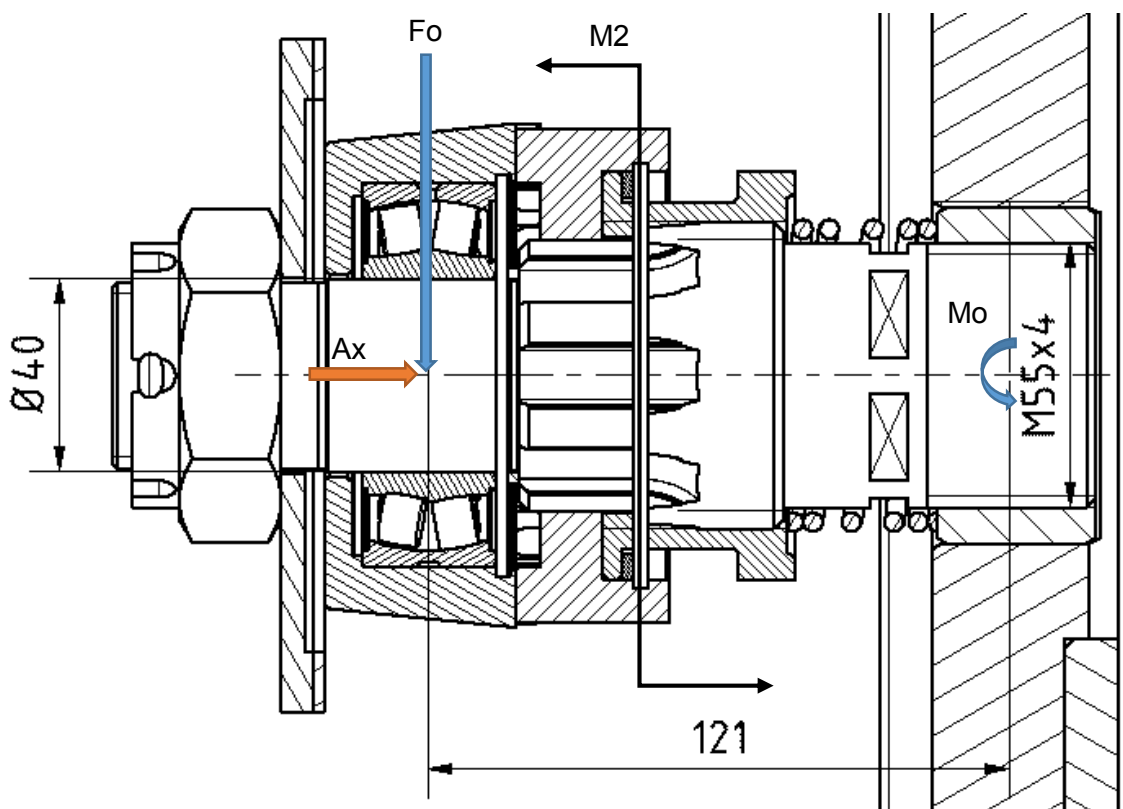
Pevnostní kontrola šroubu ukázala, že tlakové ani smykové napětí není pro šroub hrozbou. Mnohem větší riziko se týká vzpěru. Nic méně kritický vzpěr přichází až při maximálním zdvihu vany (2m). Obvykle se manipulátor bude používat v rozmezí 0,5 až 1,5m.

8 Pevnostní kontrola hřídele a statická kontrola ložiska

Hřídel je zatížená od jedné poloviny hmotnosti břemene (vany), Toto zatížení je přenášeno pomocí kužele na naklápěcí ložisko a následně do hřídele.

8.1 Kontrola hřídele

Hřídel budu kontrolovat na redukované napětí dle hypotézy HMM. Hřídel zatěžuje stejná síla jako osu šroubu, která vytváří ohybové napětí a také axiální sílu z kužele směrem do stojanu manipulátoru. V okamžiku nějaké činnosti na vaně je vyvoláváno i smykové napětí.



Obr. 8.1 Schéma zatížení hřídele

$G/2 = F_o = 2208 \text{ [N]}$; $r_o = 121 \text{ mm}$ rameno působení, dle geometrie modelu.

Napětí v ohybu v místě vetknutí

$$\sigma_{ohř} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o \cdot 121}{\frac{\pi \cdot d_{3v}^3}{32}} = \frac{2208 \cdot 121}{\frac{\pi \cdot 50,093^3}{32}} \cong 21,6 \text{ [MPa]}$$

$$A_x = \frac{G}{2} \cdot \sin(6) = 230 \text{ [N]} \text{ Maximální axiální síla od zatížení vany}$$

$$\sigma_{Dhř} = \frac{Ax}{S_{hř}} = \frac{230 \cdot \frac{\pi \cdot d_{3v}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 50,093^2}{4}} = 0,12[\text{MPa}]$$

$\sigma_{Dhř}$ – mohu pro tento případ zanedbat. Je tak malá, že se ve výpočtu neprojeví.

Redukované napětí - HMH

$$\sigma_{redhř} = \sqrt{(\sigma_{Dhř} + \sigma_{ohř})^2 + 3 \cdot \tau_{hř}^2} \leq \sigma_{dov}$$

$$\sigma_{redhř} = \sqrt{(21,6)^2 + 3 \cdot 24^2} = 47 \leq \frac{Re}{k} = \frac{295}{3} = 98[\text{MPa}]; \text{ k-volím 3}$$

$$\sigma_{redhř} = 21,72 \leq \frac{Re}{k} = \frac{295}{3} = 98[\text{MPa}] \quad ,.... \text{ OK napětí v hřídeli matice je v dovolených hodnotách.}$$

Redukované napětí hřídele vyšlo pod dovoleným napětím, tedy hřídel vyhovuje. Podmínkou je maximální přídatní zatížení na kraji vany a to 25kg.

8.2 Výpočet smykového napětí z přídatného zatížení

Pokud se obsluha opře o okraj za-areťované vany, způsobí na nosném hřídeli smykové napětí, které se musí zohlednit při návrh / kontrole. Pro kontrolu budu uvažovat zatížení 25kg na okraj rámu vany.

$$\tau_{hř} = \frac{M_2}{W_{khř}} = \frac{F_{pz} \cdot r_{pz}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{245 \cdot 1136}{0,2 \cdot 52^3} = 24[\text{MPa}]$$

$$\tau_{dov} = \frac{Re}{k_s} = \frac{245}{3} = 82[\text{MPa}], Re - \text{ pro material 11 500}$$

$$F_{pz} = 25 \cdot 9,81 = 245[N]$$

$$\tau_{dov} \leq \tau_{hř} - \text{vyhovuje podmínce}$$

F_{pz} – maximální uvažovaná síla na okraji vany,

$r_{pz} = 1136 [mm]$ - poloměr na okraj vany

8.3 Kontrola drážkování aretace na otláčení

Drážkování – ISO 14 (8x52x58) – lehká řada

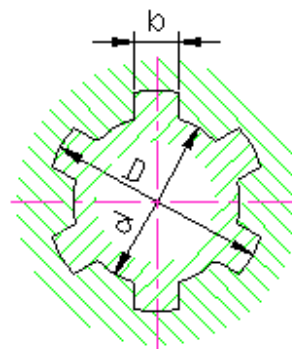
$n = 8$ – počet drážek

$D = 58$ [mm] $d = 52$ [mm]

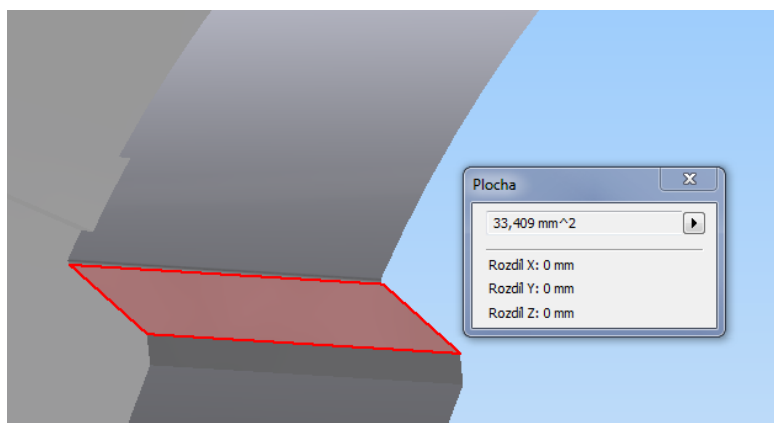
$$p_d = \frac{F_{pd}}{S_a \cdot n} = \frac{\frac{M_2}{ra}}{S_a \cdot n} = \frac{\frac{278320}{27,5}}{33,4 \cdot 8} = 38 \text{ [MPa]}$$

$$p_d \leq p_{dd} ; p_{dd} = 45 \text{ [MPa]}$$

r_a – střední průměr drážkování



Obr. 8.2 Schéma drážkování



Obr. 8.3 Plocha S_a drážky

8.4 Statická kontrola naklápěcího ložiska

Ložisko jsem zvolil od SKF z Obr. 8.4.

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	B	dynamické C	statické C ₀	Referenční rychlost	Omezující rychlost	
mm			kN		ot/min		** ložisko SKF Explorer
40	80	28	98,5	90	-	2200	-
							Faktory výpočtu e 0,28 γ_1 2,4 γ_2 3,6 γ_0 2,5
							BS2-2208-2CSK/VT143 *

Obr. 8.4 Naklápěcí ložisko

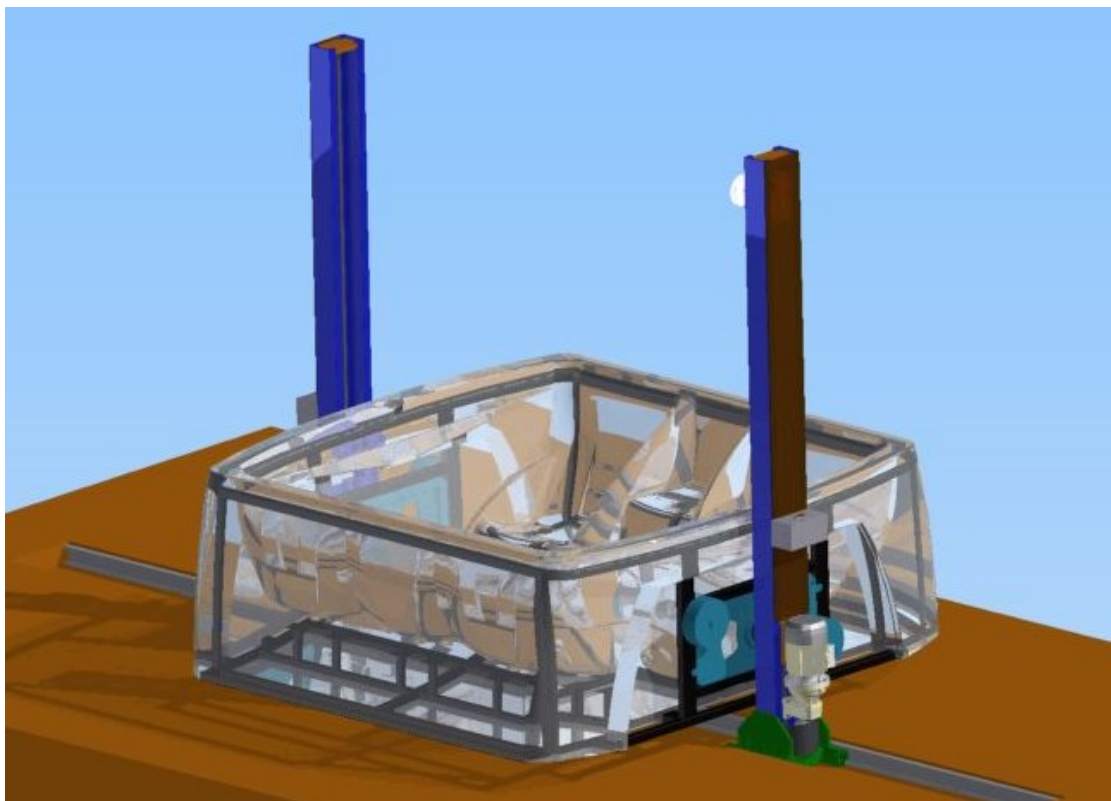
Přípustné statické zatížení ložiska

$$C_0 \geq F_o$$

$90 \geq 2,2$ - ložisko spolehlivě přenesení zatížení.

Otáčky ložiska se pohybují pod 10 ot/min – tedy postačí statická kontrola ložiska.

Sestava manipulátoru s vanou - vykreslení



Obr. 8.5 Sestava manipulátoru

9 Závěr

Postupným řešením diplomové práce se mi podařilo dosáhnout stanovených cílů práce.

- Analyzoval jsem technologické operce, které provází výrobu a jsou problematické z různých úhlů pohledu. Tyto problémy jsem se řešením práce vyřešil úplně nebo alespoň částečně.
- Provedl jsem rozvahu možných způsobů realizování zvedacího pohybu a spolu s tím související návrh řešení pohonu
- Nejrozsáhlejší částí práce bylo samotné konstrukční provedení stojanu manipulátoru.
- Vhodně zvolené řešení systému uchycení základního rámu vany se stojanem manipulátoru
- Zkreslil jsem sestavný výkres manipulátoru s vanou. A dílenské výkresy kužele s dílem západky aretace

Výsledky této diplomové práce mohou být podkladem pro navržené řešení s doplněním několika málo bývajících částí, nebo základem pro rozvinutí myšlenky a zdokonalení manipulátoru, tak aby vyhovoval rozšířeným přáním zákazníka.

Seznam zdrojů:

- [1] CARETTA TECHNOLOGIES S.R.O. <i>Caretta Technologies</i> [online]. 2014 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.caretta-spa.cz/>
- [2] UNIMAX S. R. O. <i>Unimax s.r.o.</i> [online]. 1996 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.uni-max.cz/>.
- [3] PROFO HK, A.S. <i>PROFO HK</i> [online]. 2012 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.profo.cz/>.
- [4] ELUC. <i>Elektronická učebnice</i> [online]. 2014 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://eluc.cz/>
- [5] <i>Řemeny, převody a dopravní pásy</i> [online]. 2004 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/>
- [6] <i>WINKEL</i> [online]. 2013 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.winkel.de/>
- [7] BOLEK, A., J. KOCHMAN a. Kol. <i>Části strojů: 1. svazek</i>. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. 1. vydání. Úvaly: ALBRA, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [9] <i>Portál pro strojní konstruktéry</i> [online]. 2013 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/>
- [10] DOC.KALÁB. *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku*. Ostrava, 2009. Vysokoškolská příručka.
- [11] <i>MOSAICO</i> [online]. 2013 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <https://www.mosaico.bonfiglioli.com>
- [12] Autodesk, Inc.: Autodesk Inventor professional 2014
- [13] <i>Převody a mechanismy: Silové poměry v čelním soukolí</i> [online]. Brno, 2013 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-04.pdf. školní příručka.

Seznam příloh

- [A] Generátor ozubení

Seznam výkresů

- LIN102-1-00 Sestava manipulátoru s vanou
- LIN102-2-01 Kužel uložení
- LIN102-3-00 Západka aretace